Numerička analiza rada i toplinskih karakteristika akumulacijskog spremnika solarnog sustava

Omerzo, Borut

Master's thesis / Diplomski rad

2020

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:441604

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-03-29**

Repository / Repozitorij:

Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb







SVEUČILIŠTE U ZAGREBU

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Borut Omerzo

Zagreb, 2020.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Numerička analiza rada i toplinskih karakteristika akumulacijskog spremnika solarnog sustava

Mentor:

Prof. dr. sc. Damir Dović, dipl. ing.

Student:

Borut Omerzo

Zagreb, 2020.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvala:

Tijekom razrade zadatka susretao sam se sa cijelim nizom problema koji su se na prvi pogled činili nerješivi, ali uz pomoć mog mentora, prof. dr. sc. Damira Dovića uspješno su savladani. Ovom mu se prilikom posebno zahvaljujem na pruženoj pomoći i korisnim savjetima.

Također se želim zahvaliti asistentu Ivanu Horvatu na pruženoj pomoći i savjetima. Posebnu zahvalu dugujem i asistentu Petru Filipoviću bez čije pomoći i nebrojenim savjetima koje mi je pružao za vrijeme izrade zadatka ovaj diplomski rad ne bi bio ovakav kakav je na kraju ispao.

Osim toga želim se zahvaliti svojim roditeljima koji su mi bili potpora za vrijeme cijelog studiranja, na strpljenju i pruženoj motivaciji u najtežim trenucima.

Borut Omerzo

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE
Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum:	Prilog:
Klasa: 602 - 04 / 20 - 6 / 3	
Ur. broj: 15 - 1703 - 20 -	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Borut Omerzo** Mat. br.: 0035203465

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Numerička analiza rada i toplinskih karakteristika akumulacijskog spremnika solarnog sustava**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Numerical analysis of a solar storage tank operation and thermal characteristics**

Opis zadatka:

U sklopu diplomskog rada potrebno je provesti numeričko modeliranje rada akumulacijskog spremnika solarnog toplovodnog sustava za pripremu potrošne tople vode.
Dinamičke simulacije tijekom odabranog perioda dana potrebno je provesti u računalnom programu ANSYS Fluent.
Modeliranje mora obuhvatiti periode sa i bez odvođenja potrošne tople vode iz spremnika.
Analize provesti za zimski i ljetni režim rada solarnog sustava.

Zapreminu spremnika te nazivni toplinski učin izmjenjivača topline solarnog kruga i pomoćnog izvora topline prilagoditi odabranom solarnom sustavu i dnevnoj potrošnji potrošne tople vode.

Potrebno je:
- odrediti prosječne koeficijente prijelaza topline s izmjenjivača topline na vodu u spremniku te usporediti dobivene vrijednosti s onima iz odgovarajuće literature;
- istražiti utjecaj izmjenjivača topline solarnog kruga na razdiobu temperature u spremniku i toplinsku učinkovitost solarnog sustava u odnosu na slučaj kada je solarni krug direktno spojen na spremnik (bez izmjenjivača topline);
- usporediti rezultate simulacija s proračunom spremnika tople vode prema normi HRN EN 15316-5:2017, satna metoda, s podjelom spremnika na više volumnih dijelova.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:	Datum predaje rada:	Predviđeni datum obrane:
24. rujna 2020.	26. studenoga 2020.	30.11. – 4.12.2020.

Zadatak zadao: Predsjednica Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Damir Dović Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

POPIS SLIKA……...……..……III

POPIS TABLICA…….……..V

POPIS OZNAKA…….…….……VI

SAŽETAK……...……...……..…..X

SUMMARY……...……..….XI

1. UVOD……....…...….1

2. OBNOVLJIVI IZVORI ENERGIJE……..…….2

2.1. Sunčevo zračenje……..2

2.2. Sunčani toplovodni sustavi za pripremu PTV-a……..……..3

3. ZAKONI DINAMIKE FLUIDA……...……..6

3.1. Zakon očuvanja mase……6

3.2. Zakon očuvanja količine gibanja……...……6

3.3. Zakon očuvanja momenta količine gibanja…….……...7

3.4. Zakon očuvanja energije…….…..7

3.5. Drugi zakon termodinamika……..7

4. TURBULENTNO STRUJANJE FLUIDA……..8

4.1. Modeliranje turbulencije…….10

4.1.1. Model turbulencije u blizini stijenke……10

4.1.2. Diskretizacija osnovnih jednadžbi dinamike fluida……..11

4.2. Modeli turbulencije……11

4.2.1. K-epsilon model turbulencije……...12

4.2.2. K-omega model turbulencije……13

5. ALGORITMI NUMERIČKOG RJEŠAVANJA OSNOVNIH JEDNADŽBI……...15

5.1. Interpolacijske sheme tlaka…….15

5.2. Korekcije brzine i tlaka……...16

5.3. Modeliranje prirodne konvekcije i protoka induciranog uzgonom……..16

6. NORMA HRN EN 15316-5:2017…….……18

7. RAČUNALNA SIMULACIJA I PRORAČUN POMOĆU NORME HRN EN 15316-5:2017……22

7.1. Računalna simulacija i rezultati……..22

7.1.1. Kvaliteta mreže……25

7.1.2. Rezultati računalne simulacije…….31

7.2. Rezultati pomoću norme HRN EN 15316-5:2017……..38

7.3. Usporedba rezultata računalne simulacije i proračuna pomoću norme……41

8. USPOREDBA LJETNOG I ZIMSKOG REŽIMA RADA SPREMNIKA……44

9. ODREĐIVANJE KOEFICIJENATA PRIJELAZA TOPLINE……50

10. MJERA POBOLJŠANJA NORME HRN EN 15316-5:2017……..55

11. USPOREDBA DIREKTNOG SPOJA SOLARNOG SUSTAVA NA SPREMNIK I POMOĆU IZMJENJIVAČA……....……58

12. ZAKLJUČAK…….66

POPIS LITERATURE……..68

PRILOZI……...70

POPIS SLIKA

Slika 1 Energetski tokovi vezani za sunčevo zračenje [4] 3
Slika 2 Primjer kolektora koji se koristi u solarnim toplovodnim sustavima [7] 4
Slika 3 Sunčani sustav za pripremu PTV-a [3] 5
Slika 4 Ilustracija nestacionarnosti laminarnog, tranzijentnog i turbulentnog strujanja [8] 8
Slika 5 Prikaz stvarne i vremenski uprosječene brzine gibanja fluida [10] 9
Slika 6 Usporedba gradijenta brzine kod laminarnog i turbulentnog strujanja [11] 10
Slika 7 Geometrija spremnika s osnovnim dimenzijama 23
Slika 8 Dijelovi spremnika 24
Slika 9 Mreža korištena u računalnoj simulaciji za prvi dio zadatka 24
Slika 10 Aspect ratio – definicija [14] 25
Slika 11 Prikaz ćelija s različitom vrijednosti iskrivljenosti [14] 26
Slika 12 Ortogonalna kvaliteta ćelije[6] 26
Slika 13 Prikaz graničnog sloja korištene mreže 27
Slika 14 Prikaz ulaza u domenu promatrane mreže 27
Slika 15 Omjer stranica korištene mreže 27
Slika 16 Iskrivljenost korištene mreže (žuta boja označuje kvadratne ćelije u graničnom sloju) 28
Slika 17 Ortogonalna kvaliteta promatrane mreže 28
Slika 18 Broj iteracija potrebnih za dobivanje konačnog rezultata stacionarne simulacije za slučaj korištenja SIMPLE i coupled sheme korekcije brzine i tlaka 28
Slika 19 Usporedba polja temperatura i brzina za različite simulacije 30
Slika 20 Courantov broj u posljednjem vremenskom trenutku simulacije 33
Slika 21 Polje temperatura unutar spremnika u svim vremenskim trenucima 35
Slika 22 Polje brzina unutar spremnika u svim vremenskim trenucima 37
Slika 23 Prikaz brzina na ulazu u spremnik u 2. vremenskom trenutku 38
Slika 24 Prikaz brzina na izlazu iz spremnika u 2. vremenskom trenutku 38
Slika 25 Prikaz podijele spremnika na segmente korištene u proračunu pomoću norme [15] 39
Slika 26 Temperature u spremniku u svim vremenskim trenucima: prikaz za numeričku analizu i rezultati dobiveni prema normi HRN EN 15316-5 43
Slika 27 Usporedba ljetnog i zimskog režima rada. Na slikama su polja temperatura u spremniku u različitim vremenskim periodima 48

Slika 28 Temperaturno polje u okolini izmjenjivača topline u vremenskom trenutku 1440 s nakon puštanja sustava u rad 50
Slika 29 Temperaturno polje u okolini izmjenjivača solarnog kruga 9480 s nakon puštanja sustava u rad 51
Slika 30 Temperaturno polje u okolini izmjenjivača solarnog kruga (dio) 9480 s nakon puštanja sustava u rad 51
Slika 31 Temperature spremnika za sve vremenske trenutke: rezultati računalne simulacije, proračuna prema normi HRN EN15316-5 i modificirane norme koja koristi predloženu mjeru poboljšanja 57
Slika 32 Geometrija spremnika (3D model) 59
Slika 33 Korištena mreža za 3D model spremnika 59
Slika 34 Polja temperatura za dva promatrana slučaja (1 - solarni krug povezan sa spremnikom pomoću izmjenjivača, 2 - solarni krug povezan sa spremnikom direktnim spojem) 60
Slika 35 Polja temperature vode u spremniku u XZ ravnini na visini 450 mm od dna spremnika (ulaz vode iz solarnog kruga) 60
Slika 36 Polja temperature vode u spremniku u XZ ravnini na visini 800 mm od dna spremnika (dno pomoćnog grijača) 61
Slika 37 Polja temperature vode u spremniku u XZ ravnini na visini 900 mm od dna spremnika 61
Slika 38 Iradijacija za prvih 10 dana siječnja u referentnoj godini 62
Slika 39 Usporedba svih provedenih proračuna prema normama HRN EN 15316-5 i HRN EN 15316-4-3 64
Slika 40 Temperature po segmentima spremnika za cijelu godinu: Gore lijevo – izmjenjivač (H=500 W/K), gore desno – direktni spoj, dolje lijevo – direktni spoj (isti volumeni segmenata), dolje desno – direktni spoj (smanjeni donji segment) 65

POPIS TABLICA

Tablica 1 Koeficijenti koji se koriste kod rješavanja jednadžbe za k-epsilon model turblencije [9] 13
Tablica 2 Korišteni modeli i rubni uvjeti računalne simulacije 30
Tablica 3 Podrelaksacijski faktori korišteni u numeričkom modelu 31
Tablica 4 Opis rada sustava za prvi dio diplomskog rada 32
Tablica 5 Volumeni i udjeli segmenata spremnika korišteni u proračunu pomoću norme 39
Tablica 6 Temperature segmenata spremnika u različitim vremenskim trenucima dobivene pomoću norme 39
Tablica 7 Opis rada spremnika za usporedbu ljetnog i zimskog režima rada, odnosno za drugi dio diplomskog rada 44
Tablica 8 Izmijenjeni toplinski tokovi za svaki vremenski trenutak 48
Tablica 9 Podaci potrebni za izračun koeficijenta prijelaza topline (1) [16] 53
Tablica 10 Podaci potrebni za izračun koeficijenta prijelaza topline (2) 53
Tablica 11 Površine vanjske ovojnice pojedinih segmenata spremnika 55
Tablica 12 Usporedba efikasnosti solarnih kolektora za slučaj spajanja solarnog kruga sa spremnikom sa izmjenjivačem ili direktnim spojem 62
Tablica 13 Usporedba efikasnosti solarnih kolektora za sve promatrane slučajeve 63

POPIS OZNAKA

Latinične oznake

Oznaka	Mjerna jedinica	Opis
A	m^2	Površina
$\overrightarrow{A_p}$	m^2	Površina plohe p
A_{bh}	m^2	Površina stijenke pomoćnog grijača
A_{sol}	m^2	Površina izmjenjivača topline solarnog kruga
A_{sto}	m^2	Površina oplate spremnika
c_i	m	Udaljenost dvaju središta ćelija
c_p	J/(kgK)	Specifični toplinski kapacitet
d	m	Promjer
e	J/kg	Specifična energija
f		Vremenski promjenjiva veličina
f'		Pulsirajući dio promjenjive veličine
f_i	m/s^2	Specifična masena sila us meru osi x_i
$\bar{f}$		Srednja vrijednost promjenjive veličine
f_{sto}		Koeficijent gubitaka vezan za cijevi i komponente sustava
G	m^2/s^3	Generacija kinetičke energije turbulencije
g	m/s^2	Gravitacijska konstanta
h	m	Udaljenost između dva središta ćelija
H_{sto}	W/K	Koeficijent toplinskih gubitaka
$\bar{k}$	m^2/s^2	Kinetička energija turbulencije
L	m	Duljina
N		Broj segmenata spremnika
n_r		Vektor normale u radijalnom smjeru
n_j		Vektor normale na površinu
p	Pa	Tlak
p		Ploha
p_{c1}	Pa	Tlak u ćeliji c_1
p_{c-1}	Pa	Tlak u ćeliji c_{-1}
Q	J	Energija
q_i	W/m^2	Vektor površinske gustoće toplinskog toka
S	m^2	Površina
S'		Izvorski član
s_M	m^2	Površina materijalnog volumena
t	s	Vrijeme
T	K	Temperatura
T_0	K	Referentna temperatura
u	J/kg	Specifična unutarnja energija
$u_{(y)}$	m/s	Brzina u smjeru osi y
$\overrightarrow{u_p}$	m/s	Brzina na plohi p
$\bar{u}$	m/s	Vremenski osrednjena brzina
V	m^3	Volumen
V_e	m/s	Vremenski osrednjena brzina u rubu graničnog sloja

v_i'	m/s	Pulsirajući dio brzine u smjeru osi x_i
$\overline{v_i}$	m/s	Osrednjena vrijednost brzine u smjeru x_i
$\overline{v'_i}$	m/s	Osrednjeni dio brzine u smjeru osi x_i
v_j'	m/s	Pulsirajući dio brzine u smjeru osi x_j
$\overline{v_j}$	m/s	Osrednjena vrijednost brzine u smjeru x_j
v_j, v_i	m/s	Brzina u smjeru osi x_i, odnosno x_j
$\overline{v'_j}$	m/s	Osrednjeni dio brzine u smjeru osi x_j
V_M	m^3	Materijalni volumen
x_j, x_i	m	Prostorna koordinata
y	m	Udaljenost u smjeru osi y

Grčke oznake

Oznaka	Mjerna jedinica	Opis
$\nabla\Phi$		Gradijent vrijednosti fi
μ	Pa s	Dinamička žilavost
α	$W/(m^2K)$	Koeficijent prijelaza topline
β	K^{-1}	Toplinska širljivost (koeficijent toplinskog širenja)
Γ		Koeficijent difuzije
δ	m	Debljina graničnog sloja
ΔV	m^3	Promjena volumena
δ_{ij}		Kroneckerov delta
ε	m^2/s^3	Disipacija turbulentne kinetičke energije (k-ε)
ε_{kji}		Permutacijski simbol
ϑ	°C	Temperatura
ϑ_0	°C	Temperatura podalje od stijenke
ϑ_m	°C	Srednja temperatura
ϑ_∞	°C	Temperatura na rubu graničnog sloja
ϑ_s	°C	Temperatura stijenke
λ'	m	Valna duljina
μ	kg	Masa fluida i-tog dijela spremnika
μ_t	Pa s	Turbulentna viskoznost
ν	m^2/s	Kinematička žilavost
ρ	kg/m^3	Gustoća
σ_{ji}		Tenzor naprezanja
σ_{ri}		Tenzor naprezanja
φ	kg/m^3	Volumenska gustoća
Φ		Zavisna varijabla
φ	m	Udaljenost od središta do stranice ćelije
Φ_{bh}	W	Snaga pomoćnog grijača
Φ_p		Vrijednost na plohi p kontrolnog volumena
Φ_{sol}	W	Snaga solarnog kruga
ω	m^2/s^3	Disipacija turbulentne kinetičke energije (k ω)

Bezdimenzijske značajke

Značajka	**Naziv**
Gr	*Grashofova* značajka
Nu	*Nusseltova* značajka
Pr	*Prandtlova* značajka
Re	*Reynoldsova* značajka

SAŽETAK

Provedeno je numeričko modeliranje rada akumulacijskog spremnika solarnog toplovodnog sustava za pripremu potrošne tople vode. Tijekom odabranog perioda dana izvršile su se dinamičke simulacije u programu ANSYS Fluent. Računalne simulacije odnosile su se na različite načine rada spremnika (sa i bez protoka potrošne tople vode). Dana je usporedba rada spremnika u ljetnom i zimskom režimu rada. Istražen je utjecaj izmjenjivača topline solarnog kruga na razdiobu temperatura unutar spremnika u odnosu na slučaj direktnog spajanja solarnog kruga na spremnik i utjecaj na efikasnost solarnih kolektora. Rezultati računalne simulacije uspoređeni su s rezultatima dobivenima pomoću norme HRN EN 15316-5:2017 s korištenjem više kontrolnih volumena. Dan je prijedlog mjere za poboljšanje norme. Proračunati su koeficijenti prijelaza topline i uspoređeni su s onima dobivenima iz odgovarajuće literature.

Ključne riječi: solarni toplovodni sustav, akumulacijski spremnik, potrošna topla voda, solarni kolektor, izmjenjivač topline

SUMMARY

Numerical modeling of the domestic hot water storage tank operation was performed. Dynamic simulations were performed for selected period of the day in computer program ANSYS Fluent. Computer simulations were reffered to different working modes of the storage tank (with and without flow of domestic hot water). A comparison between storage tank operation in winter and summer is given. The influence of the solar circuit heat exchanger on temperature distribution inside the storage tank and the efficieny of solar collectors were investigated and compared to the one with direct connection of the solar circuit to the tank. Simulation results were compared with the ones obtained using the HRN EN 15316-5:2017 norm with the division into multiple control volumes. A proposal for improving the norm was given. Average heat transfer coefficients were calculated and compared with the ones calculated using the relevant literature.

Key words: solar hot water system, storage tank, domestic hot water, solar collector, heat exchanger

1. UVOD

Ovaj rad bavi se solarnim sustavom koji obuhvaća sunčane kolektore spojene na akumulacijski spremnik koji služi za pripremu potrošne tople vode. Toplinski tok koji se dobije na kolektorima predaje se spremniku pomoću izmjenjivača topline. Također, na spremnik je spojen i pomoćni grijač.

Cilj prvog dijela rada je provesti numeričku simulaciju u računalnom paketu ANSYS i te rezultate usporediti s rezultatima dobivenima pomoću norme HRN EN 15316-5. Računalne simulacije se danas provode sve više i više iz nekoliko razloga. CFD softveri danas postaju sve pouzdaniji i točniji, lakše se koriste, a istovremeno računala postaju sve jača i simulacije koje se provode mogu biti sve složenije i složenije. S druge strane provedba eksperimenata često zahtjeva puno vremena, a i sama provedba može biti dosta skupa. Iz tog razloga ovaj rad ima zadaću ispitati koliko se dobro slažu rezultati računalne simulacije i norme koja je direktno napravljena za ovakve sustave. Provedena simulacija bit će dinamička, s vremenski promjenjivim parametrima. Simulacija će obuhvatiti različite postavke sustava: obuhvatit će periode sa i bez protoka vode; razmatrat će se slučajevi kada se spremnik zagrijava isključivo pomoću grijača, kada se zagrijava pomoću solarnih izmjenjivača i razmotrit će se slučaj kada oba grijača rade istovremeno. Koristit će se konstantne vrijednosti temperature na grijačima i onda će se odrediti koji su toplinski tokovi bili predani sustavu. S tim će se toplinskim tokovima ići u proračun preko norme i potom će se ti rezultati usporediti.

U radu će se provesti i usporedba rada sustava u ljetnom i zimskom režimu rada gdje će se koncentrirati na razliku u temperaturnoj distribuciji unutar spremnika i razlici potrošene energije potrebne za rad pomoćnog grijača. Provest će se usporedba načina spajanja solarnog sustava i spremnika; kada se izmjena topline odvija pomoću izmjenjivača topline i kada se voda iz solarnog kruga direktno ubacuje u spremnik pri čemu će se pozornost obratiti i na efikasnost solarnih kolektora u oba slučaja. Odredit će se i prosječni koeficijenti prijelaza topline s izmjenjivača na vodu i te vrijednosti će se usporediti s onima iz odgovarajuće literature. Također će se u sklopu ovog rada predstaviti i neke mjere poboljšanja norme.

2. OBNOVLJIVI IZVORI ENERGIJE

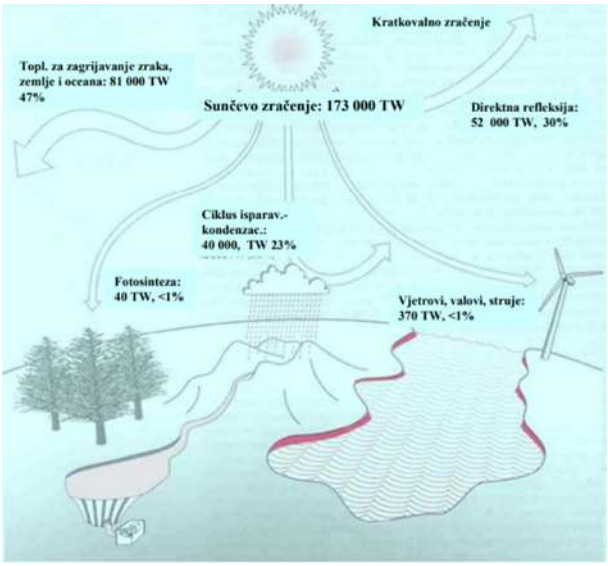
U današnje vrijeme svjedoci smo utjecaja klimatskih promjena na svakodnevni život pa tako i sve izraženije svijesti svih dijelova društva o važnosti očuvanja okoliša. Jedan od načina borbe protiv klimatskih promjena je svakako korištenje obnovljivih izvora energije. Republika Hrvatska je kao članica EU potpisala Pariški sporazum o klimatskim promjenama. Potpisivanjem tog sporazuma (12. prosinac 2015.) koji je stupio na snagu 4. listopada 2016. godine, države potpisnice obvezale su se da će postići zajednički cilj očuvanja planeta Zemlje od posljedica klimatskih promjena. Navedeni zajednički cilj uključuje sljedeće: ograničavanje porasta prosječne globalne temperature značajno ispod 2ºC, sigurna opskrba hranom, razvoj novih tehnologija zasnovanih na temeljima obnovljivih izvora energije i pomaganje manje razvijenim članicama u ostvarenju vlastitih ciljeva u borbi sa smanjenjem štetnih emisija [1]. Potaknuta tim zahtjevima i ciljevima, Europska unija želi biti predvodnica u inovacijama i borbi s klimatskim promjenama. Skup svih pravnih dokumenata, planova, strategija i projekcija naziva se Green Deal. Cilj tog dogovora je postizanje društva i gospodarstva koje se temelji na nultim stopama emisija stakleničkih plinova. Europa treba strategiju koja će od Unije stvoriti modernu, kompetitivnu i u energetskom smislu neovisnu ekonomiju gdje:

- nema emisija stakleničkih plinova do 2050. godine,
- ekonomski razvoj nije ovisan o povećanju potrošnje energije i materijala i
- nijedna država članica nije zapostavljena u pogledu znanja, tehnologija i resursa.

Europski Green Deal nudi strategiju za postizanje kružnog gospodarstva (gospodarstvo temeljeno na načelu da resursi ostaju unutar gospodarstva), obnavljanje bioraznolikosti i smanjenje zagađenja okoliša. Jedna od glavnih metoda za postizanje ovih ciljeva je korištenje obnovljivih izvora energije i to svakom godinom u sve većim udjelima u ukupnim potrebama za energijom [2].

2.1. Sunčevo zračenje

Sunčevo zračenje je najveći izvor energije na Zemlji koji se dalje pretvara u neke druge oblike: energija vjetra, hidroenergija, energija valova, biomasa i dr. Uz mogućnost korištenja tih izvora (indirektan način), sunčeva se energija može koristiti i direktno, apsorpcijom u raznim vrstama kolektora koji su dio termotehničkog sustava. Namjena ovakve vrste iskorištavanja energije je najčešće zagrijavanje potrošne tople vode, zagrijavanje ili hlađenje prostora, zagrijavanje pare koja se dalje koristi u proizvodnji električne energije, itd. [3].



Slika 1 Energetski tokovi vezani za sunčevo zračenje [4]

Kao što se može vidjeti na Slici 1, ukupna energija koju dobivamo od Sunca (čak 173 000 TW) zadovoljava energetske potrebe Svijeta nekoliko puta više od potrebnog, međutim glavni problem u iskorištavanju te energije je njena raspršenost, odnosno mala gustoća. Već je naglašeno da su svi obnovljivi izvori energije koje danas poznajemo zapravo drugi oblici sunčeve energije. Fosilna goriva su ostaci biljnih i životinjskih organizama koji su koristili sunčevu energiju za proces fotosinteze kojom se izdvaja ugljik iz ugljikovog dioksida u zraku i pohranjuje se u biljku. Energija vjetra nastaje neravnomjernim zagrijavanjem Zemljine površine. Ekvator je zagrijaniji od Zemljinih polova, tu nastaje razlika u temperaturi i dalje razlike u gustoći zraka te dolazi do gibanja zračnih masa. Također važnu ulogu ima i brže zagrijavanje i hlađenje kopna od mora koje također utječe na gibanje zračnih masa. Sunce zagrijava vodene površine na Zemlji koje isparavaju i pretvaraju se u padaline koje se nađu na većim geodetskim razinama i predstavljaju potencijalnu energiju koju možemo iskoristiti u hidroelektranama.

Sunčevo se zračenje zbog male gustoće (<1 kW/m^2) u praksi najčešće koriste za lokalnu opskrbu energijom (recimo obiteljske kuće, marine, hoteli, itd.). Nažalost, RH se nalazi na svjetskom začelju po pitanju iskorištavanje sunčeve energije, a s druge strane zbog geografskog položaja potencijal je velik [5] [6].

2.2. Sunčani toplovodni sustavi za pripremu PTV-a

Sunčeva energija se danas komercijalno koristi najviše u toplovodnim sunčanim sustavima [3]. Korištenje te energije za pripremu potrošne tople vode je najveća. Ta se energija može koristiti

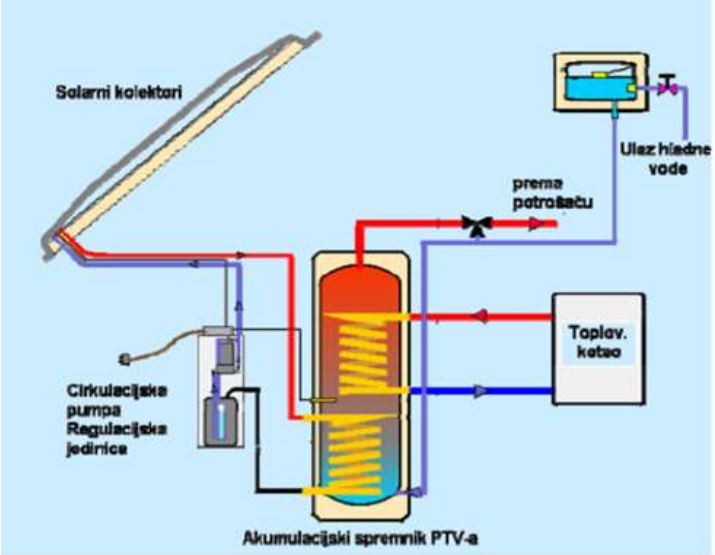
i za grijanje prostora, međutim korištenje na taj način nije toliko potrebno iz razloga što sunčeve energije imamo najviše na raspolaganju upravo u periodima kada je potreba za grijanjem prostora najmanja. Sunčani sustavi za proizvodnju PTV-a u principu se sastoje od sunčevih kolektora, spremnika PTV-a, diferencijalne automatike i pomoćnog izvora topline. Na Slici 2 možemo vidjeti primjer sunčevog kolektora koji se koristi u ove svrhe.



Slika 2 Primjer kolektora koji se koristi u solarnim toplovodnim sustavima [7]

Zadaća kolektora je prikupljanje sunčeve energije i predaja radnom mediju koji struji u zatvorenom krugu između kolektora i spremnika PTV-a. Energija se predaje u tom slučaju preko izmjenjivača topline. Drugi način je direktno spajanje sa spremnikom gdje voda iz spremnika odlazi u kolektore, zagrijava se i vraća u spremnik koji se na taj način zagrijava. Bitna stavka ovakvih sustava je pametno dimenzioniranje sustava i određivanje snage pomoćnog grijača. Jednostavna shema ovakvog sustava prikazana je na sljedećoj slici. Ulaz hladne vode nalazi se na dnu spremnika, a izlaz tople na vrhu. Razlog takvog rasporeda je jednostavan, a to je uzgon fluida zbog kojeg se topliji fluid giba prema vrhu spremnika, a hladniji ostaje na dnu. važna komponenta samog spremnika je skretač mlaza koji se postavlja na dnu spremnika, odmah iznad ulaza hladne vode pomoću kojeg se osigurava da hladan fluid ne prodre prema vrhu spremnika, a samim time i izlazu vode.

Cirkulacija radnog fluida može se odvijati pomoću cirkulacijskih pumpi ili prirodnom cirkulacijom ostvarenom uzgonom fluida zbog razlike u temperaturi. Najčešće se odabire sustav s pumpom zbog mogućnosti postavljanja spremnika na bilo koje mjesto, kao što je zatvoreni prostor koji je čuvan od atmosferskih prilika. Kod korištenja prirodne cirkulacije spremnik mora biti na najvišoj točki sustava gdje se onda može izlagati nepovoljnim atmosferskim uvjetima.



Slika 3 Sunčani sustav za pripremu PTV-a [3]

Od ostalih dijelova sunčanog sustava za pripremu PTV-a tu je i ekspanzijska posuda koja prima višak vode iz spremnika i kolektorskog kruga i osigurava stalni radni tlak u sustavu. Tu se nalaze i ventili, automatska regulacija koja se koristi radi povećanja iskoristivosti sustava i lakšeg upravljanja. Automatika sadržava centralnu upravljačku jedinicu i osjetnike temperature raspoređene po sustavu.

3. ZAKONI DINAMIKE FLUIDA

Dinamika fluida temelji se na osnovnim zakonima klasične fizike u koje spadaju:

- Zakon očuvanja mase
- Zakon očuvanja količine gibanja
- Zakon očuvanja momenta količine gibanja
- Zakon očuvanja energije
- Drugi zakon termodinamike

Što se tiče zakona količine gibanja i momenta količine gibanja, oni su definirani u klasičnoj mehanici. Posljednja dva zakona definirana su u termodinamici. Ovi su zakoni definirani za sustav materijalnih točaka, odnosno za zatvoreni termodinamički sustav, a u dinamici fluida će se odnosit na materijalni volumen koji će u općem slučaju s vremenom mijenjati svoj položaj, oblik i veličinu, ali će se u svim trenucima sastojati od jednih te istih čestica fluida.

3.1. Zakon očuvanja mase

Zakon očuvanja mase za materijalni volumen glasi: Brzina promjene mase materijalnog volumena jednaka je nuli. Matematički bi to izgledalo ovako:

$$\frac{D}{Dt}\int_{V_M(t)} \rho dV = 0 \tag{3.1}$$

Konzervativni oblik zakona očuvanja mase (jednadžbe kontinuiteta) izgleda ovako:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial\left(\rho v_j\right)}{\partial x_j} = 0 \tag{3.2}$$

3.2. Zakon očuvanja količine gibanja

Zakon očuvanja količine gibanja za materijalni volumen glasi: Brzina promjene količine gibanja materijalnog volumena jednaka je sumi vanjskih masenih i površinskih sila koje djeluju na materijalni volumen. Matematički zapis glasi:

$$\frac{D}{Dt}\int_{V_M(t)} \rho v_i dV = \int_{V_M(t)} \rho f_i dV + \int_{S_M(t)} n_j \sigma_{ji} dS \tag{3.3}$$

Konzervativni diferencijalni zapis zakona količine gibanja glasi:

$$\frac{\partial(\rho v_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_j v_i)}{\partial x_j} = \rho f_i + \frac{\partial \sigma_{ji}}{\partial x_j} \tag{3.4}$$

3.3. Zakon očuvanja momenta količine gibanja

Zakon momenta količine gibanja za materijalni volumen glasi: Brzina promjene momenta količine gibanja materijalnog volumena jednaka je sumi momenata vanjskih masenih i površinskih sila koje djeluju ma materijalni volumen u odnosu na odabrani pol. Matematički zapis navedenog zapisa glasi:

$$\frac{D}{Dt}\int_{V_M(t)} \varepsilon_{kji} x_j \rho v_i dV = \int_{V_M(t)} \varepsilon_{kji} x_j \rho f_i dV + \int_{S_M(t)} n_r \sigma_{ri} dS \tag{3.5}$$

3.4. Zakon očuvanja energije

Zakon očuvanja energije za maseni volumen glasi: Brzina promjene zbroja kinetičke i unutrašnje energije materijalnog volumena jednaka je snazi vanjskih masenih i površinskih sila koje djeluju na materijalni volumen, te brzini izmjene topline materijalnog volumena s okolinom.

$$\frac{D}{Dt}\int_{V_M(t)} \rho e dV = \int_{V_M(t)} \rho f_i v_i dV + \int_{V_M(t)} \frac{\partial(\sigma_{ji} v_i)}{\partial x_j} dV - \int_{V_M(t)} \frac{\partial q_i}{\partial x_i} dV \tag{3.6}$$

Diferencijalni zapis gore navedene jednadžbe glasi:

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_j e)}{\partial x_j} = \rho f_i v_i + \frac{\partial(\sigma_{ji} v_i)}{\partial x_j} - \frac{\partial q_i}{\partial x_i} \tag{3.7}$$

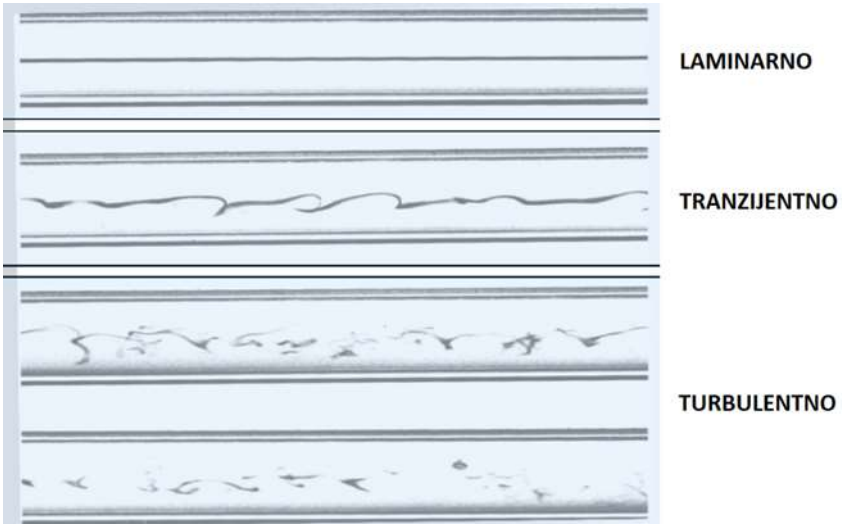
3.5. Drugi zakon termodinamike

Drugi zakon termodinamike spada u ovaj skup jednadžbi jer ukazuje na jednosmjernost odvijanja realnih termodinamičkih procesa. Zapis ovog zakona glasi:

$$\rho T\left(\frac{Ds}{Dt}\right) = \rho\left(\frac{Du}{Dt}\right) + p\frac{\partial v_j}{\partial x_j} \tag{3.8}$$

4. TURBULENTNO STRUJANJE FLUIDA

Najčešći oblik strujanja u prirodi je turbulentno strujanje. Takvo se strujanje pojavljuje pri visokim vrijednostima Reynoldsovog broja. Strujanje zraka oko automobila, avionskog krila, strujanje u vodovodima i plinovodima redovito se pojavljuje u turbulentnom obliku. Za dane stacionarne rubne uvjete uvijek postoji stacionarno rješenje koje zbog matematičkih poteškoća najčešće ne možemo odrediti. Sva strujanja dijele se na laminarna i turbulentna strujanja. Na sljedećoj je slici prikazana razlika između ovih strujanja koja se može uočiti ako promatramo izgled strujnica kod pojedinih strujanja. U prirodi se može ostvariti stacionarno strujanje koje stabilno u odnosu na male perturbacije.



Slika 4 Ilustracija nestacionarnosti laminarnog, tranzijentnog i turbulentnog strujanja [8]

Turbulentno strujanje je izrazito nestacionarno strujanje koje se zbog svoje prirode ne može opisati analitički. Što je veći Reynoldsov broj, turbulencija je izraženija. Kada bi se išlo numerički rješavati Navier-Stokesove jednadžbe za razvijeno turbulentno strujanje, diskretizacija područja proračuna, dakle geometrijska mreža, trebala bi biti toliko sitna da se obuhvate i najmanje pulsacije turbulentnog strujanja. Također, vremenski korak integracije trebao bi biti isto tako vrlo malen kako bi se obuhvatile sve frekvencije turbulentnog strujanja. Sa stajališta današnjih računala to je i dalje nemoguće. Ono što bi na taj način dobili je skup numeričkih vrijednosti traženih polja fizikalnih veličina (brzine, tlaka, temperature) u velikom broju prostornih točaka i za velik broj vremenskih koraka. Ono što inženjere zanima u praksi su integralne veličine kao što je protok, tlak, sila na neku površinu, itd. To su veličine koje su također promjenjive u vremenu, ali nas u praki najčešće zanimaju vremenski osrednjene vrijednosti tih veličina. Stoga se nameće ideja da se umjesto rješavanja svih navedenih

jednadžbi riješe samo one za uprosječene vrijednosti. Na taj način vremenski korak i diskretizacija prostora ne trebaju biti toliko mali. Ako uzmemo za primjer neku vremenski promjenjivu veličinu *f,* ona se može prikazati kao zbroj srednje vrijednosti i pulsirajućeg dijela:

$$f = \bar{f} + f' \tag{4.1}$$

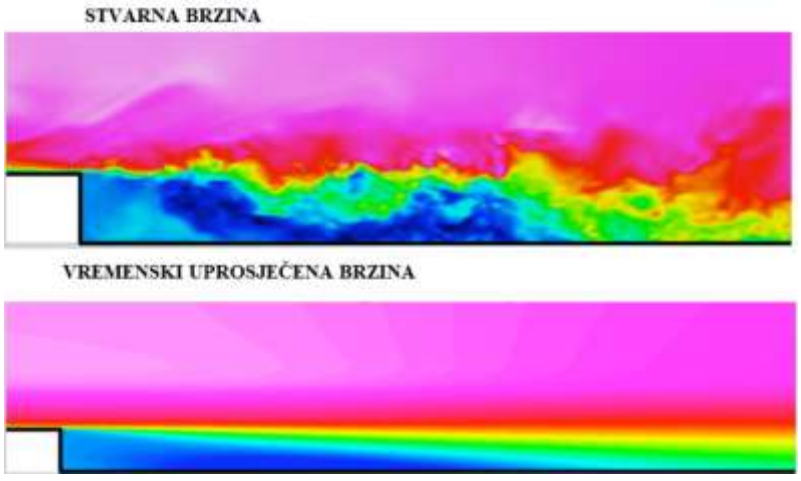
Jednadžba kontinuiteta za nestlačivo strujanje za vremenski osrednjeni slučaj glasi:

$$\frac{\partial \overline{v_j}}{\partial x_j} = 0 \tag{4.2}$$

Vremenskim osrednjivanjem jednadžbe količine gibanja dobiva se jednadžba količine gibanja za osrednjeno strujanje:

$$\frac{\partial(\rho\overline{v_i})}{\partial t} + \frac{\partial\left(\rho\overline{v_j}\,\overline{v_i}\right)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\mu\left(\frac{\partial \overline{v_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{v_j}}{\partial x_i}\right) - \rho\overline{v'_j v'_i}\right] \tag{4.3}$$

Skup vremenski osrednjenih jednadžbi kontinuiteta i količine gibanja naziva se Reynoldsovim jednadžbama. Stohastičku prirodu turbulentnog strujanja prikazali smo vremenski osrednjenim jednadžbama kontinuiteta i količine gibanja. Time smo izgubili određeni dio Navier-Stokesovih jednadžbi. Kako bi povratili taj dio izgubljenih podataka potrebno je poznavati beskonačno puno korelacija brzina i tlaka. Za inženjersku praksu potrebno je ipak poznavati samo određeni dio tih korelacija. Na toj se činjenici temelje modeli turbulencije. Dakle, da sumiramo, zadatak modela turbulencija je usklađivanje broja jednadžbi i broja nepoznatih polja, zaustavljajući se na određenoj korelaciji [9]. Zbog i dalje teškog numeričkog rješavanja ovakvih jednadžbi došlo se do korištenja modela turbulencije. Modeli turbulencije moraju biti: univerzalni, točni, jednostavni i trebaju omogućiti ekonomično rješavanje. Prikaz vremenski uprosječene brzine i stvarne brzine može se vidjeti na sljedećoj slici.



Slika 5 Prikaz stvarne i vremenski uprosječene brzine gibanja fluida [10]

4.1. Modeliranje turbulencije

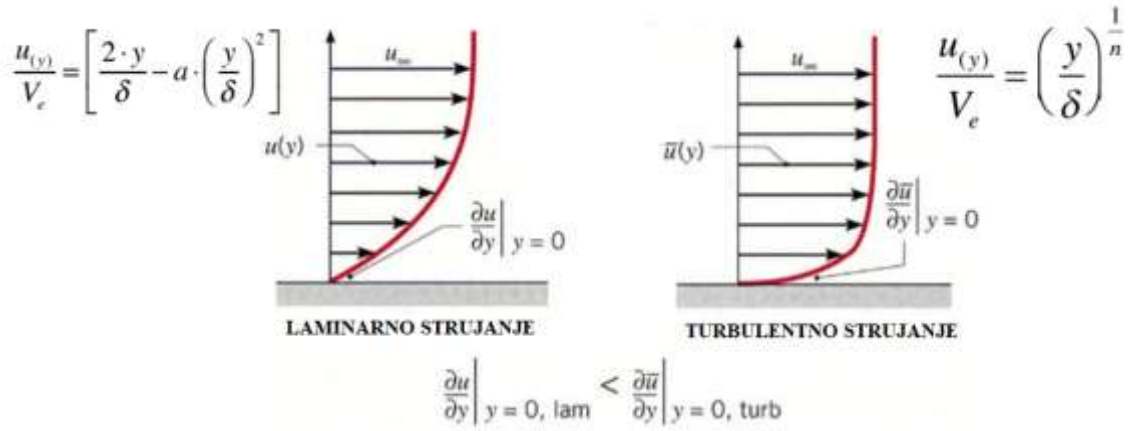
S obzirom na red korelacije brzina za koju se rješava transportna jednadžba modeli turbulencije dijele se na: modele prvog, drugog i trećeg reda. U modelima prvog reda (najjednostavniji model) modelira se tenzor Reynoldsovih naprezanja i to uglavnom prema hipotezi Boussinesqa u obliku:

$$-\rho\bar{v}'_i\bar{v}'_j = \mu_t\left(\frac{\partial\bar{v}_i}{\partial x_j}+\frac{\partial\bar{v}_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\rho\bar{k}\delta_{ij} \tag{4.4}$$

gdje je μ_t turbulentna viskoznost koja je funkcija strujanja (nije svojstvo fluida), a u laminarnom strujanju jednaka je nuli. Hipotezom Boussinesqa šest komponenti tenzora Reynoldsovih naprezanja modelirali smo jednim nepoznatim poljem turbulentne viskoznosti.

4.1.1. Model turbulencije u blizini stijenke

Utvrdilo se da je strujanje u blizini stijenke drugačijeg karaktera od strujanja dovoljno udaljenog od stijenke. Kod laminarnog strujanja u blizini stijenke dolazi do sljedećeg: uz sam rub stijenke brzina gibanja fluida jednaka je nuli, dok je na rubu graničnog sloja strujanja ta brzina jednaka brzini protoka. Taj gradijent brzina u graničnom sloju je posljedica viskoznih sila koje su u blizini same stijenke dominantne, dok njihova važnost opada s udaljavanjem od stijenke. Usporedba ovog gradijenta kod laminarnog i turbulentnog strujanja prikazana je na sljedećoj slici:



Slika 6 Usporedba gradijenta brzine kod laminarnog i turbulentnog strujanja [11]

Debljina graničnog sloja se na nekoj udaljenosti od početka strujanja ustali te onda govorimo o izobraženom profilu strujanja. Kao što se može primijetiti na Slici 6, kod turbulentnog strujanja gradijent brzine je veći te je iz tog razloga disipacija energije veća.

4.1.2. Diskretizacija osnovnih jednadžbi dinamike fluida

Kako bi bilo moguće numerički riješiti parcijalne diferencijalne jednadžbe dinamike fluida potrebno je provesti diskretizaciju istih. Diskretizacijom jednadžbi dobiva se sustav algebarskih jednadžbi koje se mogu relativno jednostavno riješiti numerički.

Osnovni zakoni dinamike fluida mogu se zapisati u općem zapisu:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial t} + \frac{\partial \left(v_j \Phi\right)}{\partial x_j} = \Gamma \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x_j^2} + S' \tag{4.5}$$

gdje Φ predstavlja fizikalnu veličinu, Γ koeficijent difuzije, a S' izvorski član. Podjelom domene na više kontrolnih volumena i transformacijom volumnog u površinski integral dobivamo sljedeću jednadžbu iz jednadžbe kontinuiteta:

$$\sum_{p}^{n_{ploha}} \overrightarrow{u_p} \cdot \Phi_p \cdot \overrightarrow{A_p} = \sum_{p}^{n_{ploha}} \Gamma \cdot (\nabla \Phi)_n \cdot \overrightarrow{A_p} + S' \cdot \Delta V \tag{4.6}$$

Φ_p je vrijednost na plohi p kontrolnog voluemna, a $(\nabla\Phi)_n$ je gradijent u smjeru normale na plohu p. Lijeva strana prethodne jednadžbe je konvektivni član, a prvi član s desne strane je difuzijski član. Plošna vrijednost Φ_p konvektivnog člana se može diskretizirati interpolacijskom shemom „upwind shema“ drugog reda točnosti:

$$\Phi_p = \Phi_{c0} + \nabla \Phi_p \cdot \Delta \vec{s} \tag{4.7}$$

pri čemu je Φ_{c0} vrijednost u središtu kontrolnog volumena, a $\nabla\Phi_p$ gradijent u smjeru strujanja koji se dalje diskretizitra te postaje:

$$\nabla \Phi_p = \frac{1}{\Delta V} \sum_{p}^{n_{ploha}} \overline{\Phi_p} \cdot \vec{A} \tag{4.8}$$

Φ_p se dobije aritmetičkim osrednjavanjem vrijednosti u središtima susjednih kontrolnih volumena. Istim postupkom se diskretizira i difuzijski član jednadžbe količine gibanja. Jednadžba količine gibanja je i dalje nelinearna te je potrebno linearizirati koeficijente na plohama kontrolnog volumena.

4.2. Modeli turbulencije

Uz kasnije detaljnije opisane modele turbulencije k-ε i k-ω postoje i drugi modeli koji se upotrebljavaju u inženjerskoj praksi. Spalart-Allmaras (S-A) je model koji rješava jednu dodatnu transportnu jednadžbu koja se odnosi na vrtložnu kinetičku turbulentnu energiju [12].

Reynolds stress equation model (RSM) je točniji model za probleme kod kojih su strujnice zakrivljenije, gdje dolazi do recirkulacija i kod strujanja koje je pod utjecajem rotacije. Međutim, spomenuti model je zahtjevniji za proračune od ostalih [13].

4.2.1. K-epsilon model turbulencije

Kao što se već prije navelo, polja brzine i tlaka se u turbulentnom strujanju mogu razdvojiti na vremenski osrednjeni dio i pulsirajući dio. Pulsirajući se dio sastoji od pulsacija različitih amplituda i frekvencija. Kinetička energija strujanja sastoji se od kinetičke energije osrednjenog dijela i kinetičke energije pulsacijskog dijela strujanja. Mjerenjima dolazimo do zaključka da pulsacije velikih valnih duljina imaju velika amplitude brzina, dok pulsacije manjih valnih duljina imaju manje amplitude. Zbog toga možemo zaključiti da se kinetička energija pulsacija manjih valnih duljina može zanemariti jer je većina kinetičke energije turbulencije sadržana u većim valnim duljinama. Utjecaj viskoznih sila pomoću kojih se odvija glavnina prijenosa energije može se ocjeniti pomoću Reynoldsovog broja kojeg definiramo:

$$Re_\lambda = \frac{\rho \cdot v_\lambda \cdot \lambda'}{\mu} \tag{4.9}$$

pri čemu je Re_λ Reynoldsov broj za pulsaciju valne duljine λ', za koju je amplituda pulsacije brzine v_λ. Pulsacije velikih valnih duljina imaju veliki Reynoldsov broj što znači mali utjecaj viskoznih sila. S druge strane, pulsacije malih valnih duljina imaju manji Reynoldsov broj što daje veći utjecaj viskoznosti. Prema navedenom dolazimo do zaključka da se prijenos energije u turbulentnom strujanju odvija kaskadno. Naime, kinetička se energija najvećim dijelom predaje pulsacijama većih razmjera. ta se kinetička energija dalje predaje pulsacijama manjih valnih duljina preko kojih se pomoću viskoznih sila disipirala u toplinsku energiju. Ovaj model je najčešći model koji se koristi u CFD analizi turbulentnih strujanja. Model uključuje dvije dodatne parcijalne diferencijalne jednadžbe za opis strujanja. Prva jednadžba (označena s k u nazivu) odnosi se na kinetičku energiju turbulencije. Druga (označena s epsilon u nazivu) se odnosi na stupanj disipacije kinetičke energije turbulencije. Za razliku od ostalih modela turbulencije k-epsilon model se odnosi na mehanizme koji utječu na kinetičku energiju turbulencije. Pretpostavka modela je da je turbulentna viskoznost izotropska, odnosno omjer Reynoldsovih naprezanja i deformacije je jednak u svim smjerovima. Kinetička energija turbulencije sadržana je u pulsacijama turbulentnih strujanja, a jednadžba za kinetičku energiju turbulencije glasi:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\bar{k}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\bar{v}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu\frac{\partial\bar{k}}{\partial x_j} - \rho\overline{v_j k} - \overline{pv_j}\right) - \mu\left(\overline{\frac{\partial v_\iota}{\partial x_j}\frac{\partial v_\iota}{\partial x_j}}\right) - \rho\overline{v_\iota v_j}\frac{\partial\bar{v}_\iota}{\partial x_j} \quad (4.9)$$

gdje se pojavljuju članovi lokalne i konvektivne promjene, molekularne i konvekcijske turbulentne difuzije, izvorski član i disipacija kinetičke energije turbulencije. Transportna jednadžba disipacije kinetičke energije turbulencije glasi:

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial t}(\rho\bar{\varepsilon}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\bar{v}_j\varepsilon) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu\frac{\partial\bar{\varepsilon}}{\partial x_j} - \rho\overline{v_j\varepsilon} - 2v\frac{\partial v_j}{\partial x_k}\frac{\partial p'}{\partial x_k}\right) \\ - 2\mu\frac{\partial v_i}{\partial x_j}\left(\overline{\frac{\partial v_\iota}{\partial x_k}\frac{\partial v_j}{\partial x_k}} + \frac{\partial v_k'}{\partial x_j}\frac{\partial v_k'}{\partial x_i}\right) \\ - 2\,\mu\overline{\left(\frac{\partial^2 v_\iota'}{\partial x_k x_j}\frac{\partial v_\iota'}{\partial x_k}v_j'\right)} - 2\,\mu\,\overline{\frac{\partial v_\iota}{\partial x_k}\frac{\partial v_j}{\partial x_k}\frac{\partial v_k'}{\partial x_j}}\end{aligned} \quad (4.10)$$

Ova se jednadžba sastoji od izraza za lokalnu promjenu, konvektivnog člana, molekularne i turbulentne difuzije te izraza za ponor i izraza za generaciju koji smanjuju, odnosno povećavaju ε. Konačni oblik modelirane jednadžbe za disipaciju kinetičke energije glasi:

$$\frac{\partial(\rho\bar{\varepsilon})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\overline{v_j\varepsilon})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma^\varepsilon}\right)\frac{\partial\bar{\varepsilon}}{\partial x_j}\right] + C_1 G\frac{\bar{\varepsilon}}{\bar{k}} - C_2\rho\frac{\overline{\varepsilon^2}}{\bar{k}} \quad (4.11)$$

U prethodnoj se jednadžbi spominju koeficijenti čije su najčešće vrijednosti prikazane u sljedećoj tablici:

Tablica 1 Koeficijenti koji se koriste kod rješavanja jednadžbe za k-epsilon model turblencije [9]

C_μ	σ^k	σ^ε	C_1	C_2
0.09	1,0	1,3	1,44	1,92

4.2.2. K-omega model turbulencije

Uz k-epsilon model turbulencije ovaj je model često upotrebljavan kod računalnih simulacija. Rješava također dvije dodatne parcijalne diferencijalne jednadžbe. Prva dodatna jednadžba računa turbulentnu kinetičku energiju (k), a druga se koncentrira na disipaciju turbulentne kinetičke energije (ω). Te se jednadžbe računaju kao:

$$\frac{\partial(\rho\bar{\varepsilon})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\overline{v_j\varepsilon})}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma^\varepsilon}\right)\frac{\partial\bar{\varepsilon}}{\partial x_j}\right] + C_1 G\frac{\bar{\varepsilon}}{\bar{k}} - C_2\rho\frac{\overline{\varepsilon^2}}{\bar{k}} \quad (4.12)$$

dok druga jednadžba glasi:

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t}+\frac{\partial\left(\rho u_j\omega\right)}{\partial x_j}=\frac{\alpha\omega}{k}P-\beta\rho\omega^2+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\sigma_\omega\rho k}{\omega}\right)\frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right]+\frac{\rho\sigma_d}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial\omega}{\partial x_j} \quad (4.13)$$

pri čemu vrijedi:

$$P=\tau\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (4.14)$$

5. ALGORITMI NUMERIČKOG RJEŠAVANJA OSNOVNIH JEDNADŽBI DINAMIKE FLUIDA

Sustav diskretiziranih jednadžbi se rješava algoritmom koji se naziva „segregated solver“. Taj se model temelji na rješavanju jednadžbe kontinuiteta, jednadžbe očuvanja količine gibanja i energetske jednadžbe sukcesivno unutar svakog koraka iteracije. Kao posljedica nelinearnosti i međuovisnosti navedenih jednadžbi, potrebno je provesti veći broj iteracija. Svaka se iteracija provodi u nekoliko koraka sljedećim redoslijedom:

- Izračun karakteristika fluida u ovisnosti o pretpostavljenim ili u prethodnom koraku izračunatim vrijednostima zavisne varijable Φ.
- Drugi korak je rješavanje jednadžbe količine gibanja te korekcijske jednadžbe tlaka kako bi se zadovoljila jednadžba kontinuiteta.
- Kada je definirano polje brzina rješava se energetska jednadžba i sve ostale jednadžbe potrebne za modeliranje strujanja (recimo jednadžbe vezane za k-epsilon model turbulencije).

Drugi algoritam dostupan u softveru Fluent je takozvani „coupled solver“. Kod njega su jednadžba kontinuiteta, količine gibanja i energetska jednadžba rješavane istovremeno, a tek se onda rješavaju ostale jednadžbe kao i kod „segregated solvera“. Ovakav solver pruža brže konvergiranje jer se istovremeno rješava polje brzina i tlaka no zahtjevniji je za računalnu memoriju (i do 2 puta). Coupled solver je primjereniji za finije mreže i kod kompresibilnih strujanja pri visokim brzinama.

5.1. Interpolacijske sheme tlaka

Fluent pruža izbor nekoliko interpolacijskih shema tlaka. Standardna interpolacijska shema tlaka je „defaultna“ shema tlaka u Fluentu. Gradijent tlaka se u tom slučaju računa iz poznatih vrijednosti u središtima dvaju susjednih kontrolnih volumena. Ta središnja aproksimacija drugog reda točnosti definirana je:

$$\nabla p_p = \frac{p_{c1} - p_{c-1}}{2h} \tag{5.1}$$

pri čemu je h udaljenosti između dva središta u smjeru pojedine komponente brzine v_i. Ova aproksimacija gradijenta tlaka je zadovoljavajuća ukoliko su gradijenti tlaka mali. Kod naglih skokova tlaka, pojave vrtložnih strujanja, odvajanja strujanja, itd. ovakav način izračuna tlaka prestaje biti zadovoljavajući. Presto shema (PREssure STaggering Option) i kod

nestrukturiranih mreža izbjegava potrebu računanja plošnih vrijednosti interpolacijom ali su računalni resursi opterećeniji. Presto shema se koristi kod strujanja s izraženim vrtloženjima, strujanja uz zakrivljenu stjenku i kod strujanja potaknutih intenzivnom slobodnom konvekcijom. Body force weighted se koristi u strujanjima induciranim intenzivnijim uzgonskim silama. Shema drugog reda točnosti može biti problematična na početku iterativnog postupka rješavanja sustava diskretiziranih jednadžbi i kod loše umreženih domena.

5.2. Korekcije brzine i tlaka

U programskom paketu ANSYS Fluent moguće je odabrati opciju SIMPLE algoritma kojim se izračunavaju polja brzine i tlaka. Ovo polje tlaka daje nekorektnu vrijednost polja brzine iz jednadžbe količine gibanja. Tu je vrijednost potrebno korigirati. Tlak se korigira podrelaksacijskim faktorima koji uvelike utječu na konvergenciju rješenja Korigirana vrijednost tlaka se koristi u sljedećoj iteraciji.

5.3. Modeliranje prirodne konvekcije i protoka induciranog uzgonom

Kada se fluidu predaje toplina, a pri čemu njegova gustoća varira s obzirom na temperaturu, protok je uzrokovan silom uzgona koja djeluje na fluid upravo zbog te razlike u gustoći različito progrijanih dijelova fluida. Takav se slučaj naziva prirodna ili mješovita konvekcija (kombinacija prirodne i prisilne konvekcije).

Boussinesqov model

U računalnom paketu Fluent postoji opcija kojom gustoću fluida opisujemo pomoću Boussinesqove pretpostavke. Ta pretpostavka omogućuje dobivanje rješenja u slučaju u kojemu se fluid giba zbog utjecaja uzgona na čestice različite gustoće. Ovaj model podrazumijeva gustoću kao konstantnu vrijednost u svim jednadžbama koje se rješavaju, osim u uzgonskom dijelu jednadžbe količine gibanja:

$$(\rho - \rho_0)g = -\rho_0\beta(T - T_0)g \tag{5.2}$$

pri čemu je ρ_0 konstantna gustoća fluida, T_0 je radna temperatura, a β je koeficijent toplinske širivosti. Ove se vrijednosti uzimaju za određenu temperaturu, koja može biti prosječna temperatura fluida u procesu. Svi koeficijenti su promjenjivi s obzirom na temperaturu i imaju važan utjecaj na vrijednosti u prethodnoj jednadžbi. Jednadžba (5.2) se rješava pomoću Boussinesqove pretpostavke koja kaže:

$$\rho = \rho_0(1 - \beta\Delta T) \tag{5.3}$$

čime se eliminira gustoća iz uzgonskog dijela jednadžbe količine gibanja. Važno je napomenuti da je navedena pretpostavka valjana samo u određenim temperaturnim rasponima, odnosno:

$$\beta(T - T_0) \ll 1 \tag{5.4}$$

Dakle, kako bi Boussinesqova pretpostavka bila valjana, temperaturni rasponi ne smiju biti veliki. Također, pretpostavka se ne može koristiti prilikom izgaranja i drugih reaktivnih procesa. Kako bi se ocijenila važnost uzgonskih sila u procesu konvekcije, služi nam odnos Grashofovog i Reynoldsovog broja:

$$\frac{Gr}{Re^2} = \frac{g\beta\Delta TL}{v^2} \tag{5.5}$$

Utjecaj uzgona u prirodnoj konvekciji se ocjenjuje pomoću Rayleighovog broja:

$$Ra = \frac{g\beta\Delta TL^3\rho}{\mu\alpha} \tag{5.6}$$

6. NORMA HRN EN 15316-5:2017

Ova norma dio je veće cjeline koja se bavi energijskim svojstvima zgrade, odnosno opisuje metodu proračuna energijskih zahtjeva i učinkovitosti sustava. 5. dio ove norme bavi se sustavima za akumulaciju topline pri grijanju prostora i pripremi potrošne tople vode (bez hlađenja). Norma se ne bavi dimenzioniranjem, odnosno pretpostavlja se da je dimenzioniranje odrađeno korektno. Norma opisuje metode za proračun:

- toplinskih gubitaka kroz vanjsku ovojnicu spremnika
- povratni toplinski gubici spremnika
- pohranjenu rezervnu energiju
- izlazne temperature iz spremnika

Proračun se može provesti po metodi A i metodi B. Metoda A uzima u obzir temperaturnu stratifikaciju po visini spremnika, dok pojednostavljena metoda B to ne uzima u obzir, nego je temperatura po visini spremnika homogena. Za potrebe ovog proračuna korištena je podjela spremnika na četiri dijela. U svakom dijelu, odnosno segmentu spremnika po visini, temperatura fluida je homogena. Metoda A se temelji na sljedećoj jednadžbi:

$$m_i \cdot c_p \cdot \left(\vartheta_{t+1,i} - \vartheta_{t,i}\right) = Q_{t+1,i} + \Delta m_t \cdot c_p \cdot \left(\vartheta_{t+1,i} - \vartheta_{t,i}\right) - Q_{sto,ls,i} \qquad (6.1)$$

Lijevi član prethodne jednadžbe predstavlja promjenu entalpije pojedinog segmenta unutar vremenskog intervala. Prvi član desne strane jednadžbe predstavlja dovođenje ili odvođenje energije preko izmjenjivača (bilo pomoćnog grijača ili izmjenjivača solarnog kruga), drugi član desne strane jednadžbe predstavlja promjenu entalpije uslijed miješanja sa susjednim segmentom, dok zadnji član desne strane jednadžbe predstavlja toplinske gubitke kroz vanjsku ovojnicu spremnika. Normom je zanemarena konduktivna izmjena topline između dva susjedna segmenta. Proračun se provodi na sljedeći način:

- Za početak je potrebno odrediti potrebe za energijom i radne uvjete.
- Potom se određuje način korištenja spremnika, njegova lokacija i način spajanja na grijanje prostora (u ovom radu se to nije uzimalo u obzir), spajanje s pomoćnim grijačem i izmjenjivačem solarnog kruga.
- Potrebno je odrediti ukupni volumen spremnika, dimenzije izmjenjivača topline, temperaturu PTV-a kao i temperaturni režim regulacije pomoćnog grijača (radi se o ON/OFF regulaciji).
- 1. korak: definiranje temperatura iz prethodnog vremenskog koraka.

- 2. korak: definiranje volumena vode koji izlazi iz spremnika (PTV).
- 3. korak: računanje temperatura u segmentima spremnika nakon što je predan određeni volumen vode.
- 4. korak: računaju se energetski gubici, odnosno dobici zbog miješanja vode između segmenata.
- 5. korak: Energijski gubici zbog potrebe za grijanjem prostora.
- 6. korak: temperature po segmentima spremnika nakon dobivene topline od grijača i izmjenjivača topline.
- 7. korak: računa se energija koja ulazi u spremnik.
- 8. korak: definiranje temperatura po segmentima spremnika nakon dovođenja topline.
- 8. i 9. korak: računanje izmijenjene topline preko izmjenjivača topline, toplinskih gubitaka spremnika i konačne temperature.

Korak 1 – inicijalizacija

Za početni vremenski korak potrebno je definirati početne uvjete. Temperature po segmentima spremnika jednake su početnoj temperaturi. Za sve sljedeće vremenske korake uzima se temperatura iz prethodnog vremenskog koraka.

Korak 2 – proračun volumena vode koji se isporučuje iz spremnika zbog potreba PTV-a

U ovom se koraku računa volumen PTV-a koji isporučuje spremnik. Proračun se temelji na traženoj energiji PTV-a koju je potrebno isporučiti. U ovom će se radu koristiti konstantan protok PTV-a od otprilike 10 l/min u trajanju od 12 minuta. Proračun se temelji na sljedećoj jednadžbi:

$$Q_{\mathrm{sto;W;vol,i}} = V_{\mathrm{sto;vol,i}} \cdot \rho_{\mathrm{W}} \cdot c_{p,w} \cdot \left(\theta_{\mathrm{sto;vol,i}} - \theta_{\mathrm{W;cold}}\right) \tag{6.2}$$

Korak 3 – temperature segmenata spremnika nakon isporučenog volumena vode (PTV)

U ovom se koraku radi proračun temperature spremnika nakon isporučene potrošne tople vode. Norma je ovo definirala na način da se po slojevima voda oduzima i dodaje. Dakle, volumen koji je isporučen za potrebe PTV-a se nadomješta jednakim volumenom svježe hladne vode. U segmentima spremnika se odvija adijabatsko miješanje tvari. Proračun se temelji na sljedećoj jednadžbi:

$$\vartheta_{\mathrm{sto;vol;k}} = \frac{\sum_{j=0}^{N_{vol}} V_{\mathrm{vol;j;vol;k}} \cdot \vartheta_{\mathrm{j}}}{V_{\mathrm{sto;vol;k}}} \tag{6.3}$$

Korak 4 – računanje toplinskih gubitaka sustava nakon isporučenog PTV-a

U ovom se koraku računaju toplinski gubici sustava nakon isporučene potrošne tople vode, a jednadžba glasi:

$$Q_{\mathrm{W;dis;noconsum}} = Q_{\mathrm{W;dis;nom}} \tag{6.4}$$

Korak 5 – isporučena energija za potrebe grijanja prostora

U ovom koraku se računa energija isporučena za potrebe grijanja prostora koja u ovom radu nije razmatrana te se stoga ovaj korak neće detaljnije opisivati.

Korak 6 – temperature unutar spremnika nakon isporučene energije

U ovom se koraku računaju temperature u segmentima spremnika nakon isporučenih energija za PTV i grijanje prostora. Što se dijela s PTV-om tiče, on se provodi na sljedeći način:

$$\Delta\vartheta_{\mathrm{sto;vol;i}} = \begin{cases} 0 & if\ i \neq N_{\mathrm{vol}} \\ \dfrac{Q_{\mathrm{W;dis;noconsum}} \cdot 1000000}{\rho_{\mathrm{W}} \cdot C_{\mathrm{p;w}} \cdot V_{\mathrm{sto;vol;i}}} & if\ i = N_{\mathrm{vol}} \end{cases} \tag{6.5}$$

Također se isto računa i za energiju isporučenu za potrebe grijanja, ali to se neće detaljnije opisivati. Konačne temperature se računaju kao:

$$\vartheta_{\mathrm{sto;vol;i}} = \vartheta_{\mathrm{sto;vol;i}} - \Delta\vartheta_{\mathrm{sto;vol;i}} \tag{6.6}$$

Korak 7 – energija koja se isporučuje spremniku

U ovom se modulu automatski podrazumijeva izmjenjivač topline (solarni krug) koji je spojen na spremnik. Povećanje temperature uslijed izmijene topline preko tog izmjenjivača je definiran kao:

$$\Delta\vartheta_{\mathrm{sto;vol;1}} = \frac{Q_{\mathrm{H;sto;in;vol;1}} \cdot 1000000}{\rho_{\mathrm{W}} \cdot C_{\mathrm{p;w}} \cdot V_{\mathrm{sto;1}}} \tag{6.7}$$

Nakon toga se računa energija koju predaje pomoćni grijač, a potom i porast temperature uslijed te izmijene topline:

$$\Delta\vartheta_{\mathrm{sto;vol;N_{vol;BU}}} = \frac{Q_{\mathrm{H;sto;in;vol;N_{vol;BU}}} \cdot 1000000}{\rho_{\mathrm{W}} \cdot C_{\mathrm{p;w}} \cdot V_{\mathrm{sto;N_{vol;BU}}}} \tag{6.8}$$

Korak 8 – prirodna temperaturna stratifikacija

Uslijed dovođenja topline u spremnik, može se dogoditi situacija gdje su niži slojevi spremnika na višim temperaturama od onih viših. Takva je situacija nestabilna i dolazi do prirodne temperaturne stratifikacije (zbog uzgonskih sila). Proračun se vrši pomoću slijedeće jednadžbe.

$$\vartheta_{\mathrm{sto;vol;i}} = \vartheta_{\mathrm{sto;vol;i+1}} = \frac{\vartheta_{\mathrm{sto;vol;i}} \cdot V_{\mathrm{sto;vol;i}} + \vartheta_{\mathrm{sto;vol;i+1}} \cdot V_{\mathrm{sto;vol;i+1}}}{V_{\mathrm{sto;vol;i}} + V_{\mathrm{sto;vol;i+1}}} \tag{6.9}$$

Korak 9 – proračun ulazne i izlazne temperature izmjenjivača topline

Budući da se u ovom radu ovaj dio ne koristi, on neće biti detaljnije opisan.

Korak 10 – toplinski gubici spremnika i konačne temperature

U ovom se koraku računaju toplinski gubici spremnika zbog razlike vanjske temperature i temperature vode u spremniku. Ovom će se koraku kasnije u radu predložiti neke izmjene radi poboljšanja samog. Jednadžba kojom se računaju gubici glasi:

$$Q_{sto;ls;vol;i} = f_{sto;dis;ls} \cdot \frac{V_{sto;vol;i}}{V_{sto;tot}} \cdot H_{sto:ls} \cdot \left(\vartheta_{sto;vol;i} - \vartheta_{sto;amb}\right) \cdot t_{ci} \tag{6.10}$$

pri čemu se $f_{sto;dis;ls}$ odnosi na koeficijent koji opisuje gubitke vezane za cijevi i komponente vezane za nju. Član $H_{sto;ls}$ je koeficijent toplinskih gubitaka spremnika.

7. NUMERIČKI MODEL I PRORAČUN POMOĆU NORME HRN EN 15316-5:2017

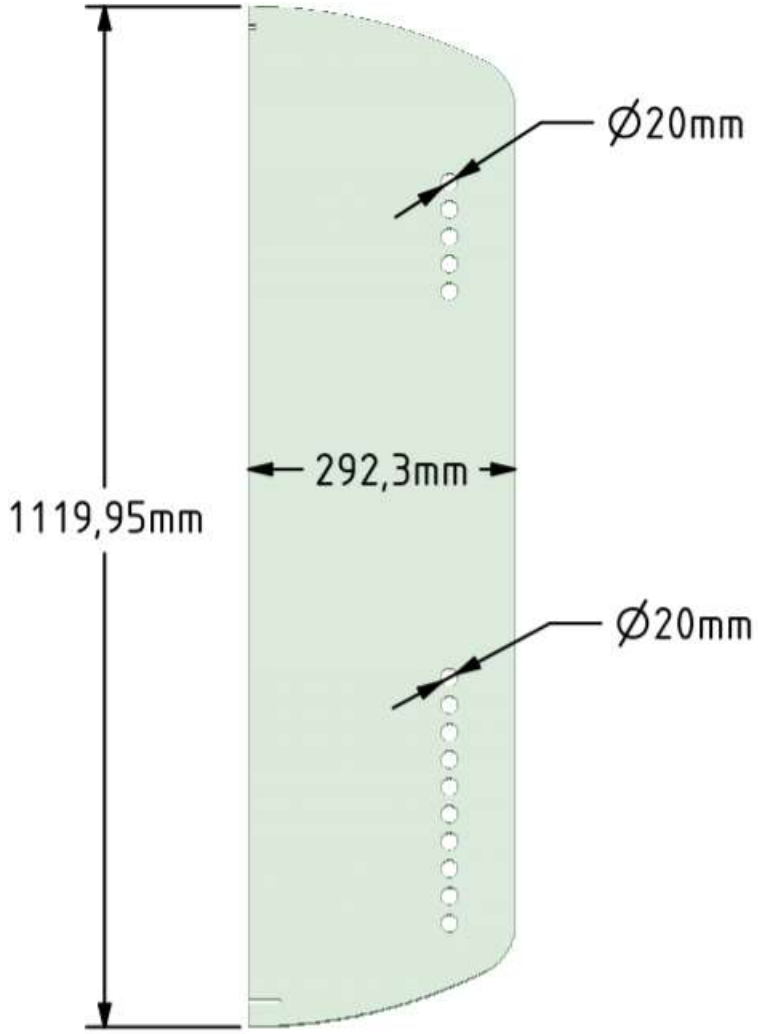
U ovom će se dijelu diplomskog rada napraviti usporedba rezultata za konkretan slučaj korištenja spremnika vode spojenog sa solarnim krugom pomoću spiralnog izmjenjivača topline i pomoćnog grijača koji služi za akumulaciju tople vode koja se koristi kao PTV. Ovakvi se spremnici često koriste u kombinaciji s izvorom energije iz obnovljivih izvora, a kao što se zna, osnovni problem takvih izvora je njihova nepredvidiva priroda, stoga su ovakvi spremnici od velike važnosti.

7.1. Numerički model

Geometrija spremnika je razrađena u sklopu softvera ANSYS SpaceClaim. Za potrebe usporedbe rezultata simulacije spremnika sa izmjenjivačima solarnog kruga i pomoćnog grijača koristila se geometrija koja prikazuje polovicu presjeka spremnika. Pri numeričkom rješavanju u Fluentu koristio se osno simetričan slučaj jer je to geometrija koja se promatra dozvoljavala. Ovakav pristup problemu uvelike olakšava problem što se tiče računalnih resursa, ponajviše iz razloga manjeg broja ćelija. Čisto usporedbe radi, mreža 3D geometrije spremnika sa zadovoljavajućom kvalitetom ima otprilike 690 tisuća ćelija, dok je 2D osno simetrična mreža imala otprilike 15 tisuća ćelija. U ovom se radu koristio spremnik ukupnog volumena 272,8 litara s ukupnom površinom oplate od 2,32 m^2. Solarni sustav koji se koristi ima prisilnu cirkulaciju. Kao što je naglašeno, izmjena topline između zagrijavane vode i medija koji struji kroz cijevi vrši se pomoću spiralnog cijevnog izmjenjivača ukupne površine izmjene topline 0,86 m^2, dok je ukupna površina spiralnog izmjenjivača pomoćnog grijača 0,43 m^2. Voda ulazi u spremnik s njegove donje strane, a izlazi iz gornje strane. Medij koji struji kroz izmjenjivač solarnog kruga ulazi u taj izmjenjivač s njegove gornje strane, a izlazi s donje strane gdje se nalazi hladnija voda u spremniku.

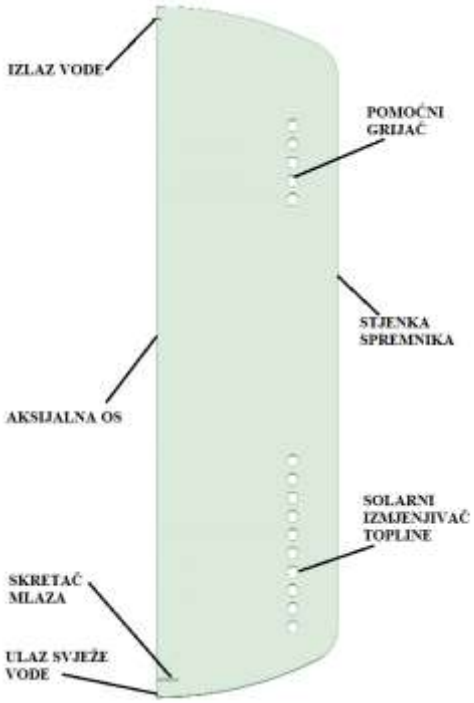
Prikaz geometrije može se vidjeti na sljedećoj slici. Za potrebe ovog rada uvedena su neka pojednostavljenja. Izmjenjivač topline koji je spiralnog oblika tu je predstavljen pomoću prstenova što unosi neke greške u model, ali pojednostavljuje slučaj. Ukupni toplinski tok koji se predaje vodi preko solarnog izmjenjivača u direktnoj je vezi s brzinom strujanja medija kroz izmjenjivač i njegovoj temperaturi, što se teoretski može povezati preko funkcije, no to bi produžilo vrijeme računanja. Toplinski se tok modelirao pomoću konstantne temperature na

stijenki izmjenjivača o čemu će više biti riječi kada se prijeđe na definiranje parametara korištenih u računalnoj simulaciji.



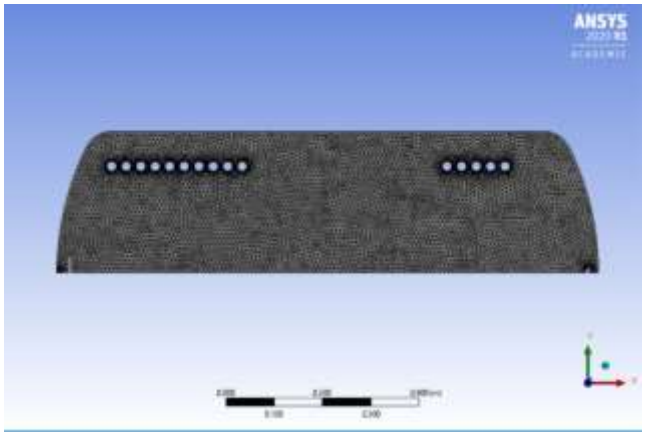
Slika 7 Geometrija spremnika s osnovnim dimenzijama

U donjem dijelu spremnika može se vidjeti skretač mlaza čija je funkcija spriječiti prodor hladne vode u više dijelove spremnika, već hladna voda na taj način odlazi uz vanjsku ovojnicu spremnika. Također se na vrhu spremnika može uočiti izlaz vode koji je definiran tako da voda izlazi u obrnutom smjeru od onoga kako je ušla u spremnik. Razlog tome je da izlazi topla voda s vrha spremnika i da se spriječi izlaz hladnije vode koja je u središnjem dijelu. Dijelovi spremnika prikazani su na sljedećoj slici:



Slika 8 Dijelovi spremnika

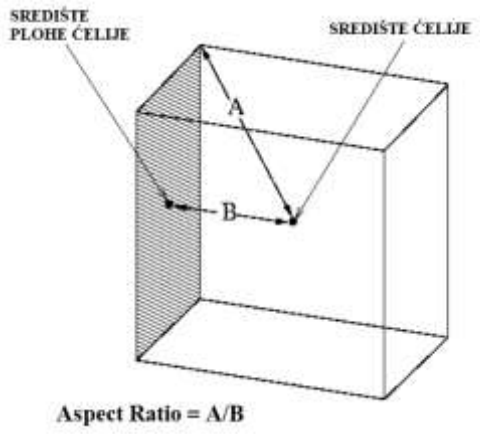
Nakon što se definirala geometrija, potrebno je napraviti mrežu kontrolnih volumena s kojom se ide u Fluent i provodi se računalna simulacija. Mreža se generirala također u softveru ANSYS. Generirana je u programu „Meshing“. Mreža se sastoji od ćelija u obliku trokuta, sa graničnim slojem definiranim oko stjenke izmjenjivača. Granični se sloj nije definirao uz ovojnicu spremnika, budući nas ne zanimaju pojave uz vanjsku stjenku, a također imajući na umu cilj koliko god je moguće olakšati promatrani proces za računalnu memoriju, uz naravno zadovoljavajuću točnost rezultata. Taj granični sloj je definiran zbog velikih gradijenata temperature i brzine. Korištena mreža u računalnim simulacijama prikaza je na Slici 9. Ukupni broj elemenata mreže je oko 15 000.



Slika 9 Mreža korištena u računalnoj simulaciji za prvi dio zadatka

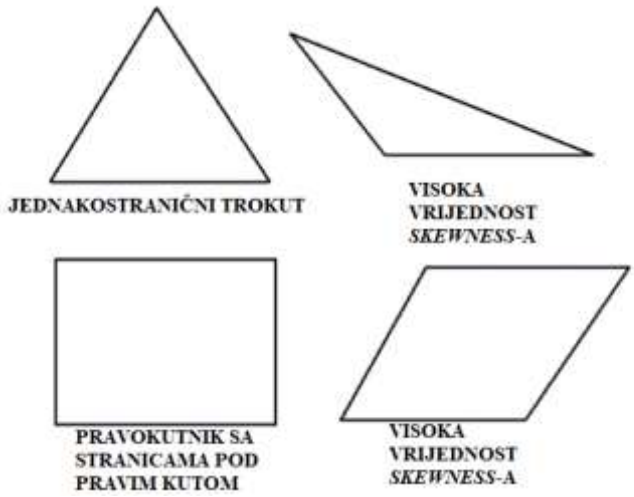
7.1.1. Kvaliteta mreže

Kvaliteta mreže izravno utječe na rezultate simulacije. Za kvalitetnu simulaciju potrebno je provesti testiranje mreže gdje se varira s veličinom ćelija i traži se kombinacija koja nije toliko zahtjevna za računalnu memoriju, a daje zadovoljavajuće rezultate. Postoji mnogo karakteristika mreže koje se mogu razmatrati i pomoću kojih dolazimo do zaključka je li mreža zadovoljavajuće kvalitete ili nije. U ovom će se radu navesti samo neke karakteristike. Za početak, potrebno je znati da postoje svije osnovne vrste elemenata koji se koriste u dvodimenzionalnim mrežama: mreže trokutastih ili kvadratnih oblika. *Omjer stranica (Aspect ratio)* je mjera koja govori koliko se pojedina ćelija isteže. Uvijek se teži k što manjoj vrijednosti ove karakteristike (što bliže 1). Objašnjenje slijedi:



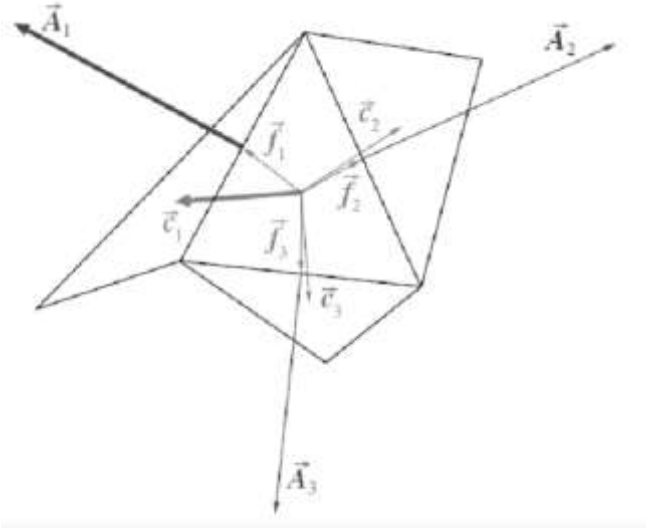
Slika 10 Aspect ratio – definicija [14]

Drugi bitni pokazatelj kvalitete mreže je svakako *iskrivljenost.* Ona pokazuje kolika je razlika oblika promatrane ćelije i oblika ćelije pravilnog oblika jednakog volumena. Dakle, idealan oblik kvadratnih ćelija je kvadrat jednakih duljina stranica pod kutom od 90 stupnjeva, dok mreže koje koriste trokutaste ćelije teže k jednakostraničnim trokutima. Nije jasno definirano što predstavlja dobru vrijednost za vou veličinu, ali generalno se traži da najveća vrijednost ne prelazi 0.95, dok bi prosjek trebao biti ispod 0.33. Ukoliko vrijednosti prelaze ove može doći do poteškoća pri konvergenciji rješenja i dolazi do potrebe za mijenjanjem parametara u Fluentu (podrelaksacijskih faktora). Primjer koji pokazuje razlike u obliku ćelija s niskom i visokom vrijednošću ove veličine prikaza je na sljedećoj slici:



Slika 11 Prikaz ćelija s različitom vrijednosti iskrivljenosti [14]

Posljednja vrijednost koju ćemo opisati i koja se razmatrala kod validacije kvalitete mreže je ortogonalna kvaliteta ćelija. Ova vrijednost u principu opisuje koliko su stranice susjednih ćelija blizu središtu promatrane ćelije i koliko su središta susjednih ćelija udaljena od središta promatrane ćelije. Prikaz je na sljedećoj slici:

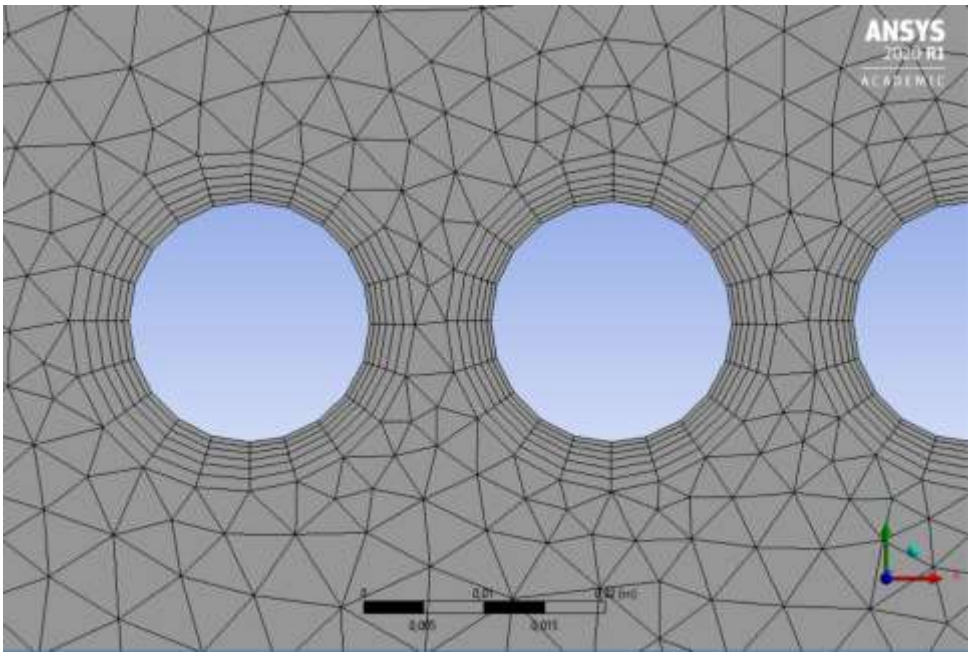


Slika 12 Ortogonalna kvaliteta ćelije[6]

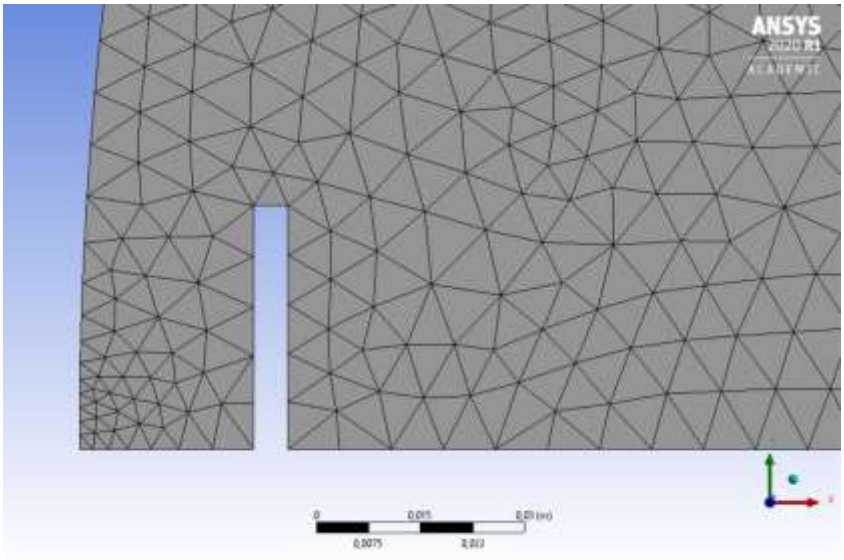
Ortogonalna kvaliteta prikazane ćelije odredila bi se kao:

$$Orthogonal\ quality = \min\left(\frac{A_i \cdot f_i}{|\overrightarrow{A_i}||\overrightarrow{f_i}|}, \frac{A_i \cdot c_i}{|\overrightarrow{A_i}||\overrightarrow{c_i}|}\right) \tag{7.1}$$

Na sljedećim su slikama prikazani detalji iz mreže na koje se obratila posebna pažnja – granični sloj i ulaz i izlaz iz domene koje je dodatno profinjen.

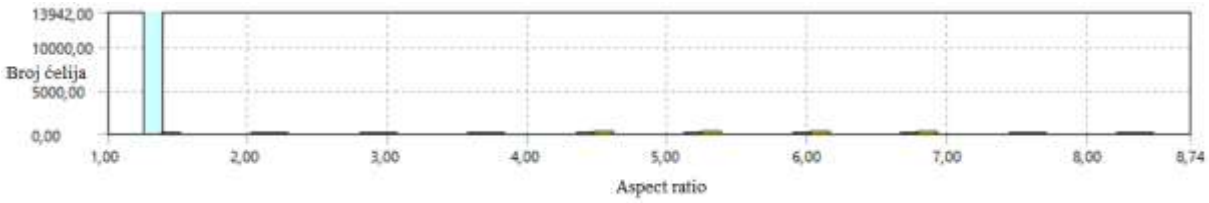


Slika 13 Prikaz graničnog sloja korištene mreže

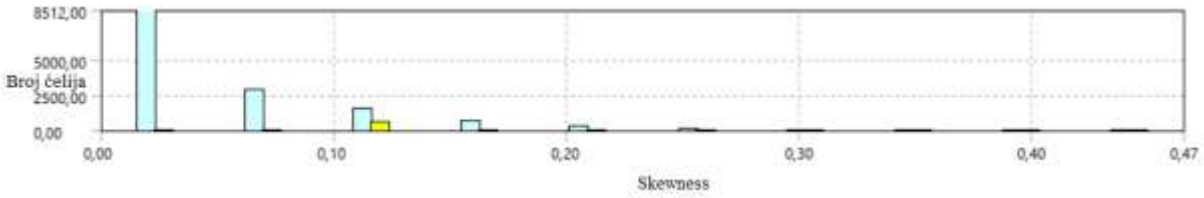


Slika 14 Prikaz ulaza u domenu promatrane mreže

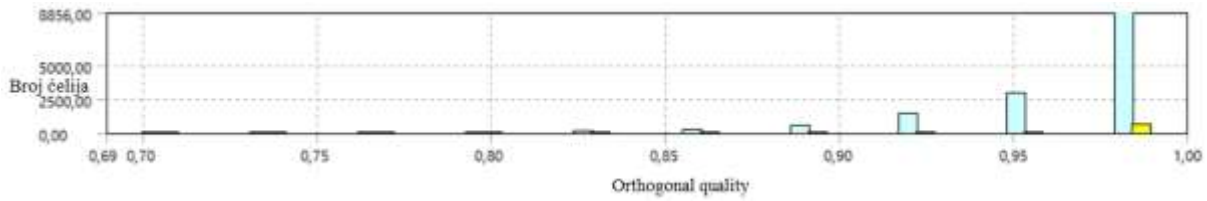
Prikazat će se i rezultati validacije kvalitete mreže.



Slika 15 Omjer stranica korištene mreže

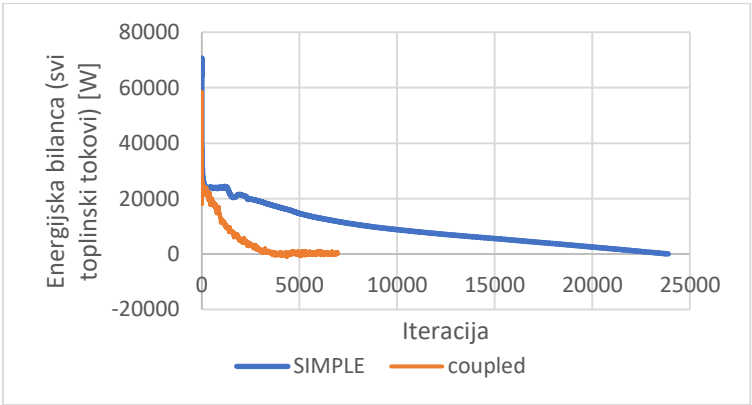


Slika 16 Iskrivljenost korištene mreže (žuta boja označuje kvadratne ćelije u graničnom sloju)



Slika 17 Ortogonalna kvaliteta promatrane mreže

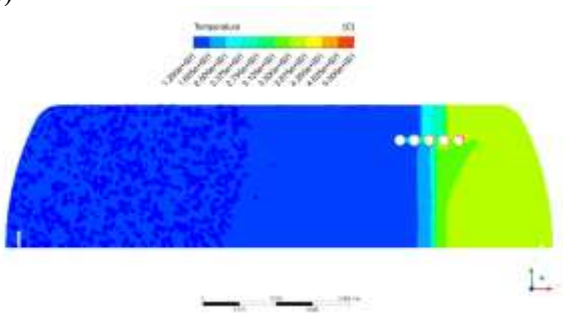
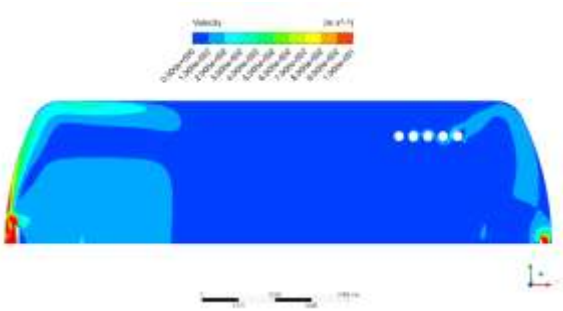
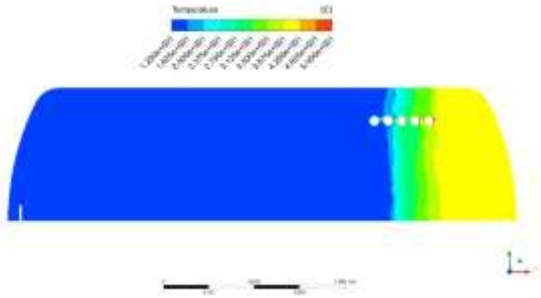
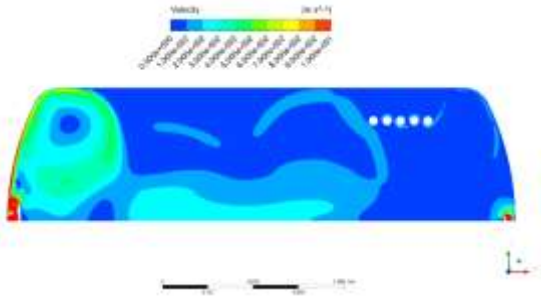
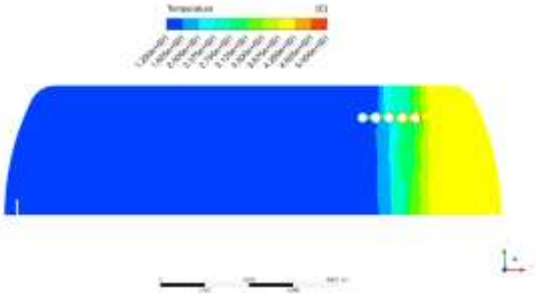
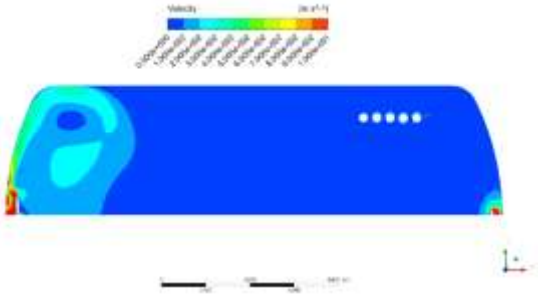
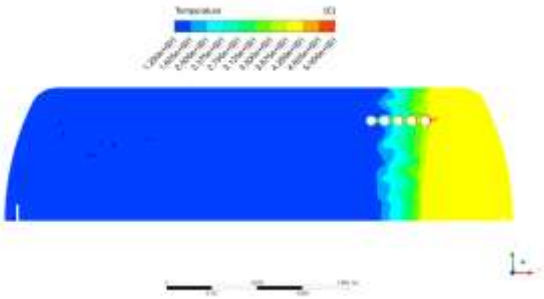
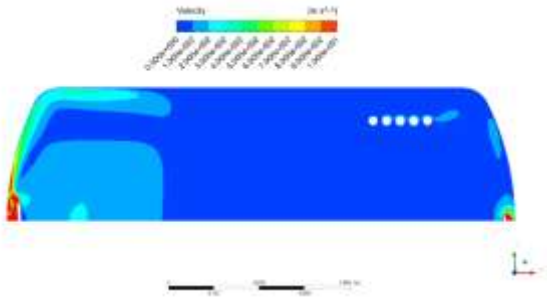
Provedba računalne simulacije zahtjeva analizu različitih modela, rezultate koje daju i vrijeme potrebno za provedbu simulacije. Analiza je provedena na prethodno opisanoj mreži s pojednostavljenjem da je izostao izmjenjivač solarnog kruga zbog želje za bržom provedbom testa. SIMPLE shema brže je provodila iteracije, no konvergirala je sporije. To se najbolje može vidjeti u sljedećem dijagramu gdje je prikazano energijska bilanca, odnosno svi toplinski tokovi domene za svaku iteraciju. Proračun je gotov kada se postigne jednakost svih toplinskih tokova. Primjetno je da SIMPLE shema sporije konvergira od coupled sheme.

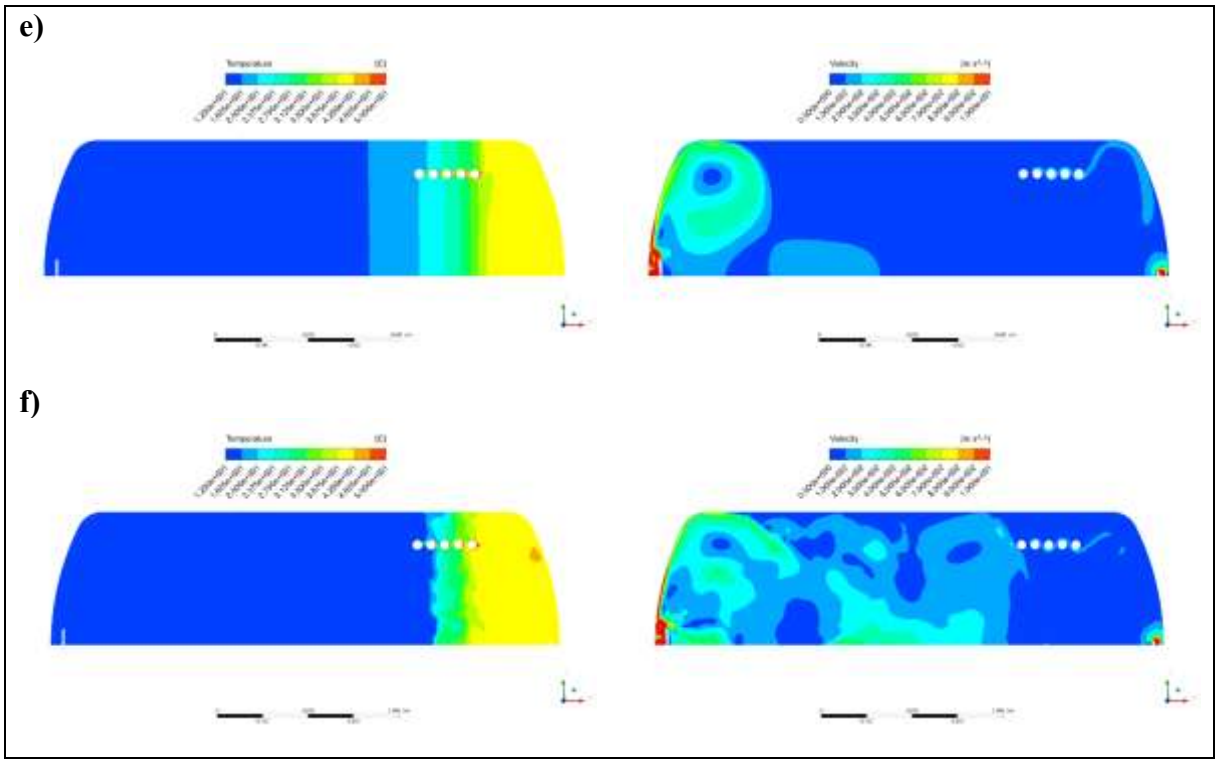


Slika 18 Broj iteracija potrebnih za dobivanje konačnog rezultata stacionarne simulacije za slučaj korištenja SIMPLE i coupled sheme korekcije brzine i tlaka

Uz odabir sheme korekcije tlaka i brzine potrebno je odabrati i model turbulencije. U tu su svrhu provedene stacionarne simulacije. Polja brzine i temperature prikazana su na lsjedećim slikama. Provedene simulacije su sljedeće: a) SIMPLE k-ω, b) coupled laminarno, c) coupled k-ε, d) SIMPLE k-ε, e) coupled k-ω, f) SIMPLE laminarno. SST model za k-ω model

turbulencije je koristan u ovom slučaju jer se može koristiti kao tzv. Low-Re model turbulencije. To odgovara ovom primjeru zbog malih iznosa Reynoldsovog broja zbog malih brzina u spremniku.

POLJA TEMPERATURA	POLJA BRZINA
a) 	
b) 	
c) 	
d) 	



Slika 19 Usporedba polja temperatura i brzina za različite simulacije

Odabrani model je k-ω (SST) jer je primjetno kako taj model najbolje opisuje fenomen kondukcije. Zanimljivo je promotriti razlike u poljima temperatura i brzina. Temperature su približno jednake u svim slučajevima (temperature su u svim legendama u istom opsegu kako bi usporedba bila jednostavnija, a isto vrijedi i za brzine). Zanimljivo je kako coupled shema u poljima brzina daje primjetan vrtlog u dnu spremnika što nije slučaj kod SIMPLE sheme korekcija brzine i tlaka. Laminarni modeli daju slična polja brzina gdje su primjetni vrtlozi u cijelom spremnika, posebno u njegovoj sredini. U sljedećoj tablici su prikazani detalji o odabranom modelu što se tiče rubnih uvjeta i odabranih parametara simulacije.

Tablica 2 Korišteni modeli i rubni uvjeti računalne simulacije

Model turbulencije	**k-ω SST**
Tip kontrolnih volumena	Triangle
Broj kontrolnih voluemena	14953
Metoda umrežavanja	All Triangles Method
Radni fluid	Water (Boussinesq approximation)
Rubni uvjet turbulencije (na ulazu)	Turbulence intensity 1%, turbulence viscosity ratio 10%
Definiranje protoka na ulazu	Mass flow inlet (normal to boundary)

Toplinski rubni uvjet	Wall/temperature
Interpolacijska shema tlaka	Body Force Weighted
Korekcije tlaka i brzine (pressure - velocity coupling)	Coupled
Shema i red točnosti diskretizacije jednadžbe količine gibanja	Second order upwind
Shema i red točnosti diskretizacije energetske jednadžbe	Second order upwind
Shema i red točnosti diskretizacije k-jedn.	Second order upwind
Shema diskretizacije ω-jedn.	Second order upwind
Maksimalan broj iteracija po vremenskom koraku	25
Time step	0.1-0.3 (variran ovisno o ponašanju proračuna u Fluentu)
Verzija Fluenta	19.0

Tablica 3 Podrelaksacijski faktori korišteni u numeričkom modelu

Podrelaksacijski faktor	Iznos
Flow Courant Number	10
Momentum	0.7
Pressure	0.7
Density	0.8
Body Forces	0.9
Turbulent Kinetic Energy	0.8
Specific Dissipation Rate	0.8
Turbulent Viscosity	0.8
Energy	1

7.1.2. Rezultati računalne simulacije

Provest će se usporedba rezultata računalne simulacije i rezultata koje daje norma za 6 sati rada spremnika. Spremnik se sastoji od pomoćnog grijača koji ima osjetnik temperature smješten ispod izmjenjivača i njegova je regulacija ON/OFF, a namještene temperature su: grijač se pali kada temperatura na osjetniku padne ispod 50 °C, a gasi se na 60 °C. U donjem dijelu spremnika nalazi se izmjenjivač solarnog kruga koji kada radi održava konstantnu temperaturu od 60 °C.

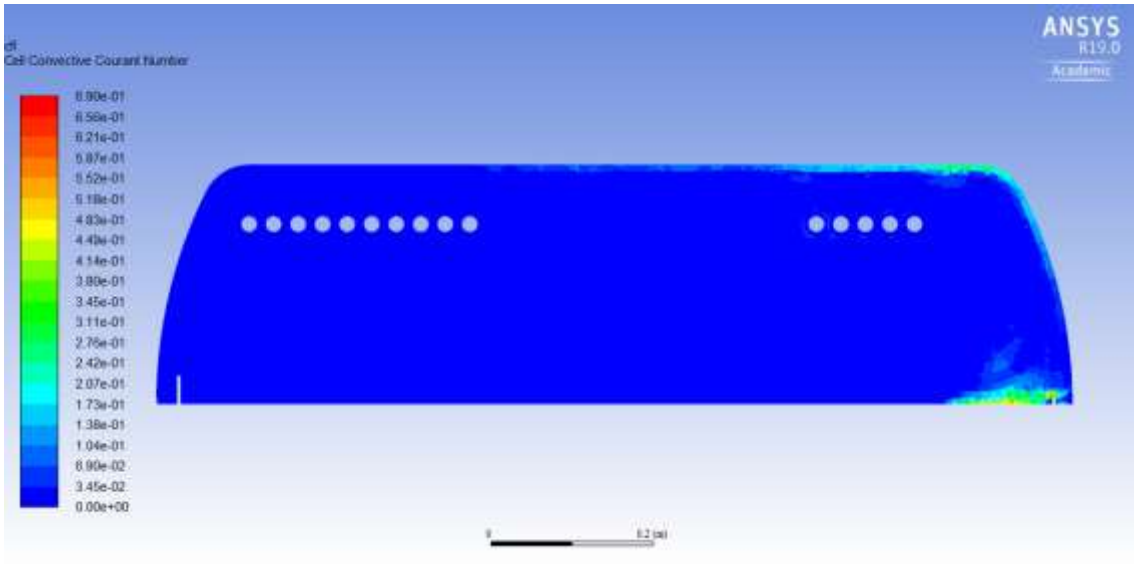
U trenucima potrebe za potrošnom toplom vodom, ona izlazi iz spremnika u trajanju od 12 minuta zadanim protokom. Moduli rada prikazani su u sljedećoj tablici:

Tablica 4 Opis rada sustava za prvi dio diplomskog rada

R. BR.	TRAJANJE	OPIS
1	1 h	Potrošnje PTV-a nema, solarni krug je isključen, a grijač radi na opisani način.
2	12 min	Potrošnja PTV-a je uključena, solarni je krug isključen, a grijač radi na opisani način.
3	24 min	Potrošnje PTV-a nema, solarni krug je isključen, a grijač radi na opisani način.
4	12 min	Potrošnja PTV-a je uključena, solarni je krug isključen, a grijač radi na opisani način.
5	12 min	Potrošnje PTV-a nema, solarni krug je isključen, a grijač radi na opisani način.
6	1 h	Potrošnje PTV-a nema, solarni krug je isključen, a grijač radi na opisani način.
7	1 h	Potrošnje PTV-a nema, solarni krug je uključen, a grijač radi na opisani način.
8	12 min	Potrošnja PTV-a je uključena, solarni je krug uključen, a grijač radi na opisani način.
9	24 min	Potrošnje PTV-a nema, solarni krug je uključen, a grijač radi na opisani način.
10	12 min	Potrošnja PTV-a je uključena, solarni je krug uključen, a grijač radi na opisani način.
11	12 min	Potrošnje PTV-a nema, solarni krug je uključen, a grijač radi na opisani način.
12	1 h	Potrošnje PTV-a nema, solarni krug je isključen, a grijač radi na opisani način.

Računalna simulacija je provedena, a rezultati će biti prikazani pomoću slika i kasnije u dijagramima kao temperatura po osi spremnika. Rezultati su bili spremani svakih 4 minute

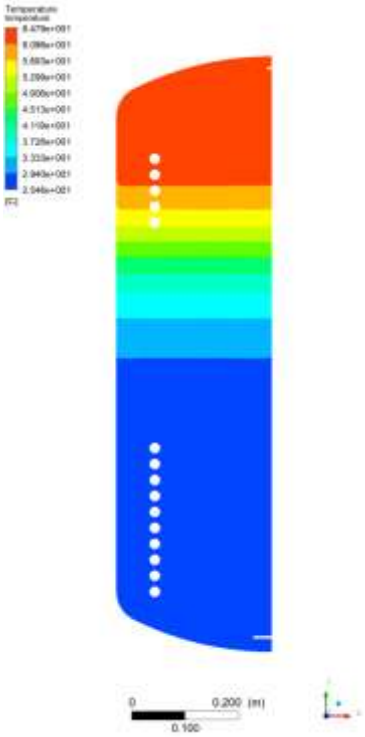
simulacije. Ono na što se pazilo tijekom računanja je Courantov broj prilikom čega se pazilo da on ne prelazi 1 ni u jednoj ćeliji spremnika. Slijedi prikaz Courantovog broja u posljednjem vremenskom trenutku.



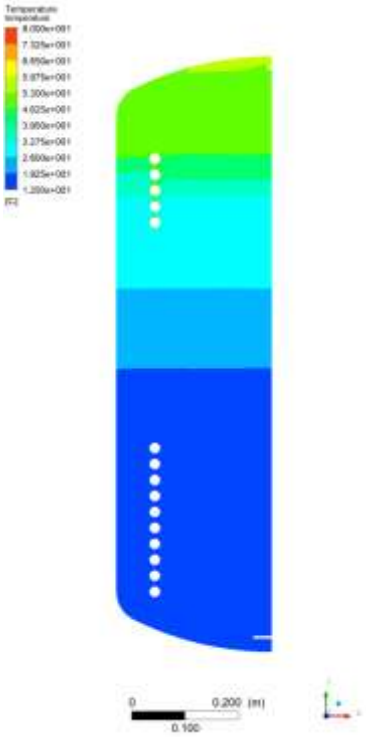
Slika 20 Courantov broj u posljednjem vremenskom trenutku simulacije

Slijedi prikaz temperatura po promatranom presjeku spremnika za sve bitne vremenske trenutke (3600 s, 4320 s, 5760 s, 6480 s, 7200 s, 10 800 s, 14 400 s, 15 120 s, 16560 s, 17 280 s, 18 000 s, 21 600s). Simulacija se provodila na način da su u datim trenucima mijenjani parametri ovisno o potrebi. Protok vode na ulazu i izlazu bio je definiran kao mass flow inlet/outlet samo u periodima kada je to bilo potrebno. U periodima kada potrošnje vode nije bilo koristio se zidni rubni uvjet (adijabatski). Također slično vrijedi za izmjenjivače topline koji su bili definirani kao zidni rubni uvjet, no mijenjao se toplinski rubni uvjet koji je u periodima grijanja, odnosno strujanja vode kroz kolektorski krug bio namješten kao temperaturni rubni uvjet (pomoćni grijač 80 °C, a solarni krug 60 °C. U periodima kada nije bilo toplinskog toka rubni uvjet bio je adijabatski. Iz slika koje prikazuju polja brzine i temperature vidljivo je da je izmjena toplinskog toka intenzivnija kada su brzine veće, što je i za pretpostaviti zbog većeg koeficijenta izmjene topline. Legende u sljedećim slikama nisu iste za sve slučajeve, već prate lokalne temperaturne režime, dakle namještene su tako da je najveća temperatura vode u promatranom periodu najveća i u samoj legendi koja je vezana za taj period.

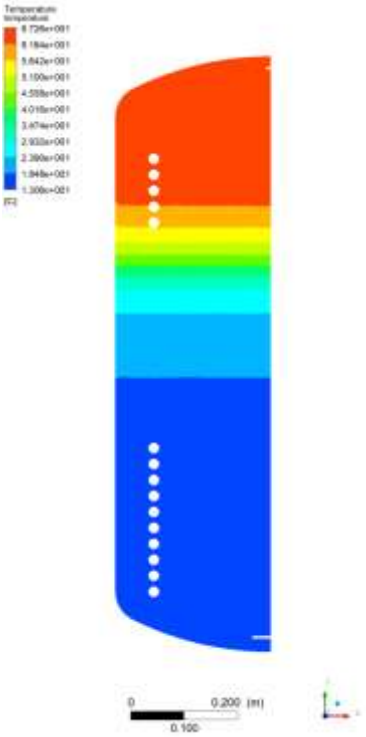
1



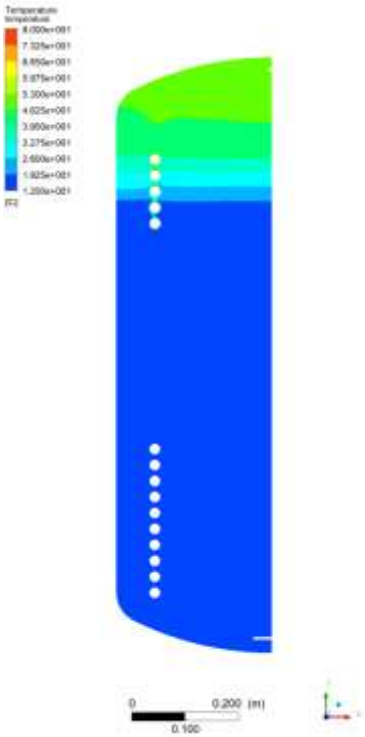
2



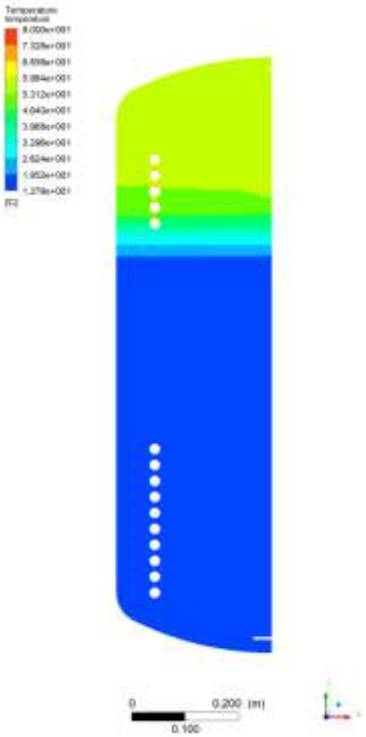
3



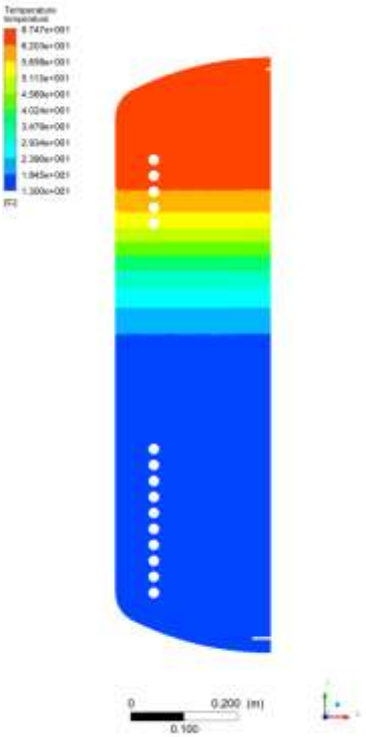
4

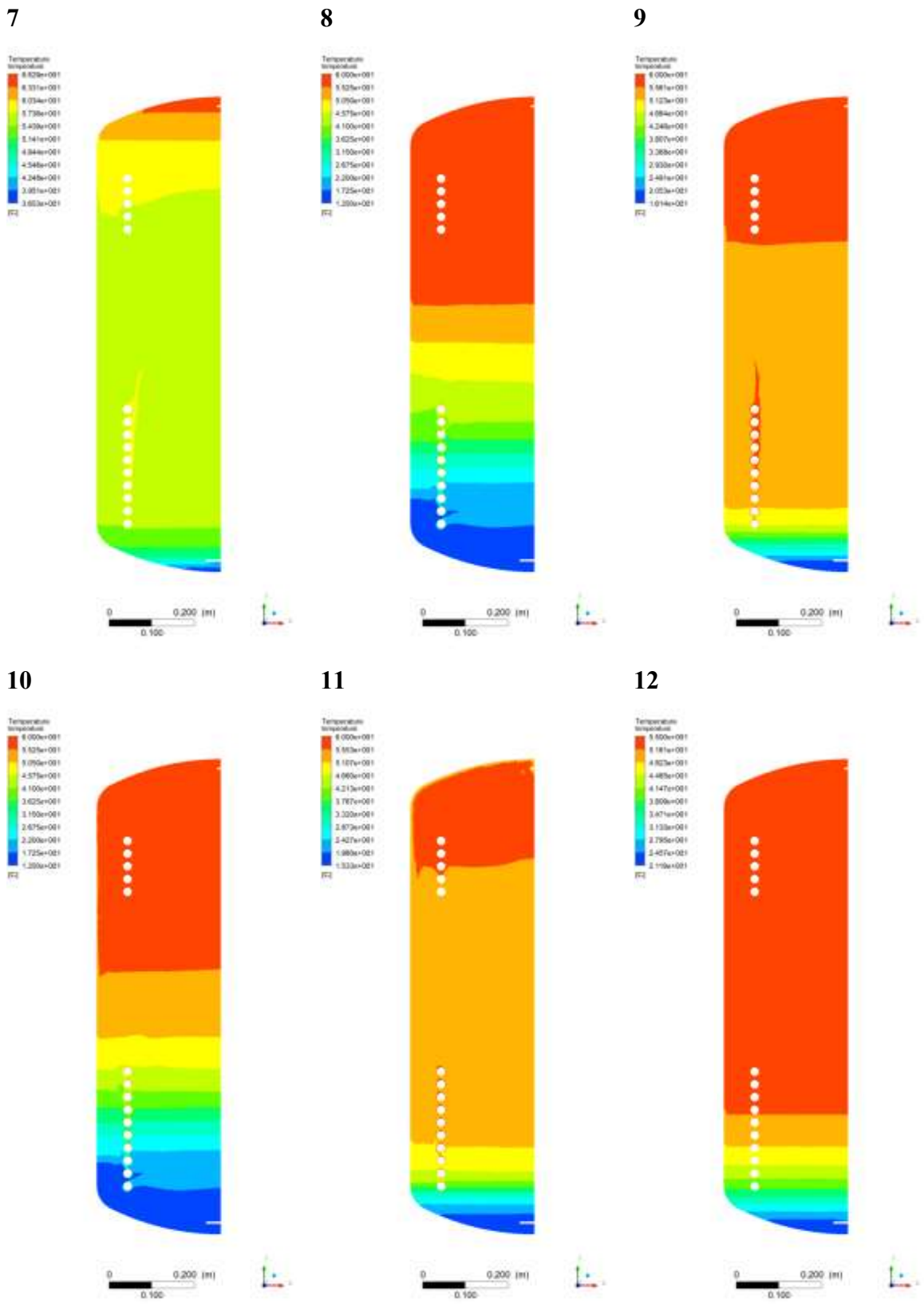


5



6

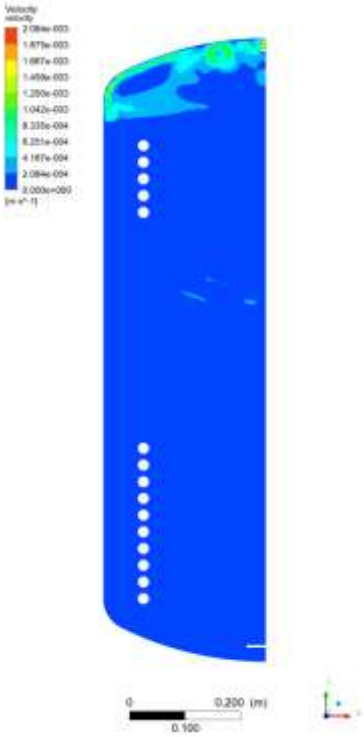




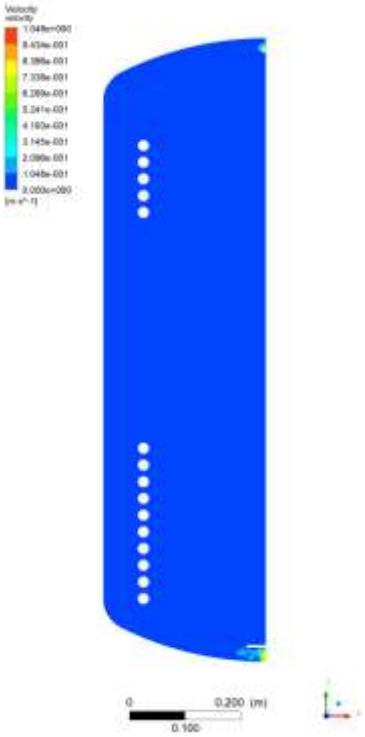
Slika 21 Polje temperatura unutar spremnika u svim vremenskim trenucima

Nakon prikaza temperatura unutar spremnika biti će prikazane i brzine na isti način, za svaki vremenski trenutak.

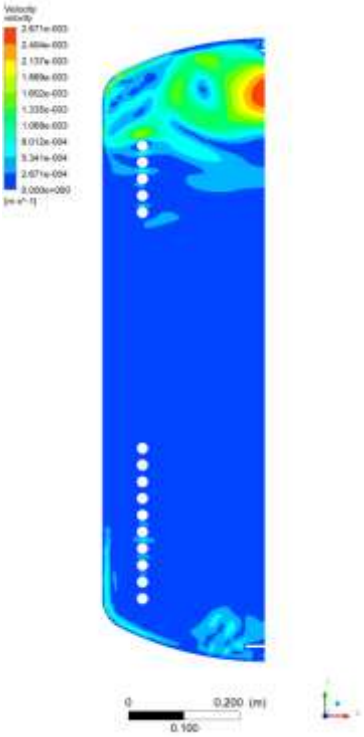
1



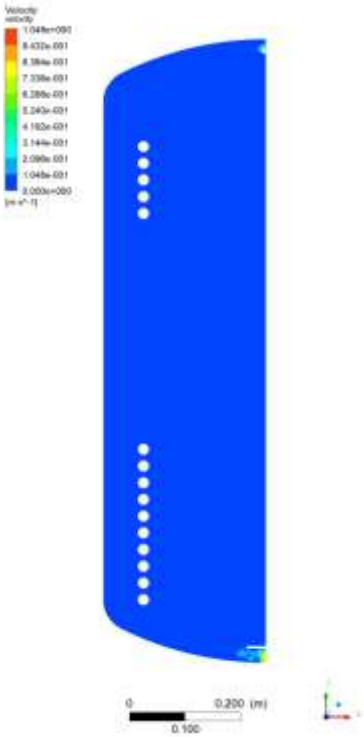
2



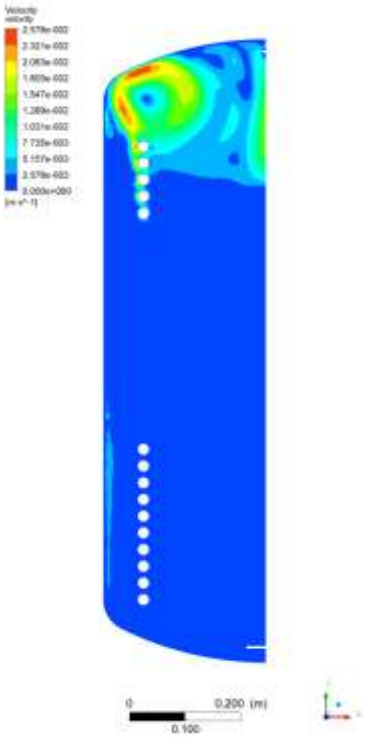
3



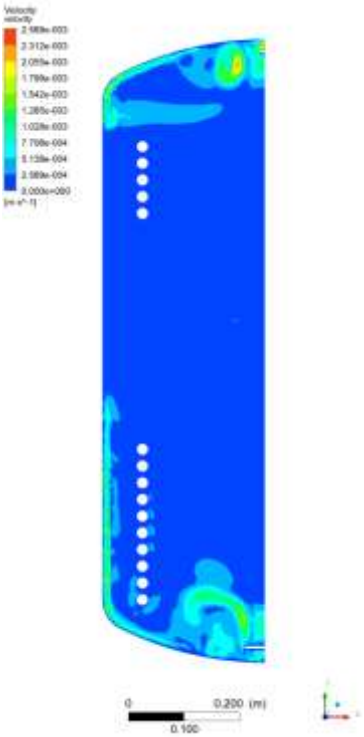
4

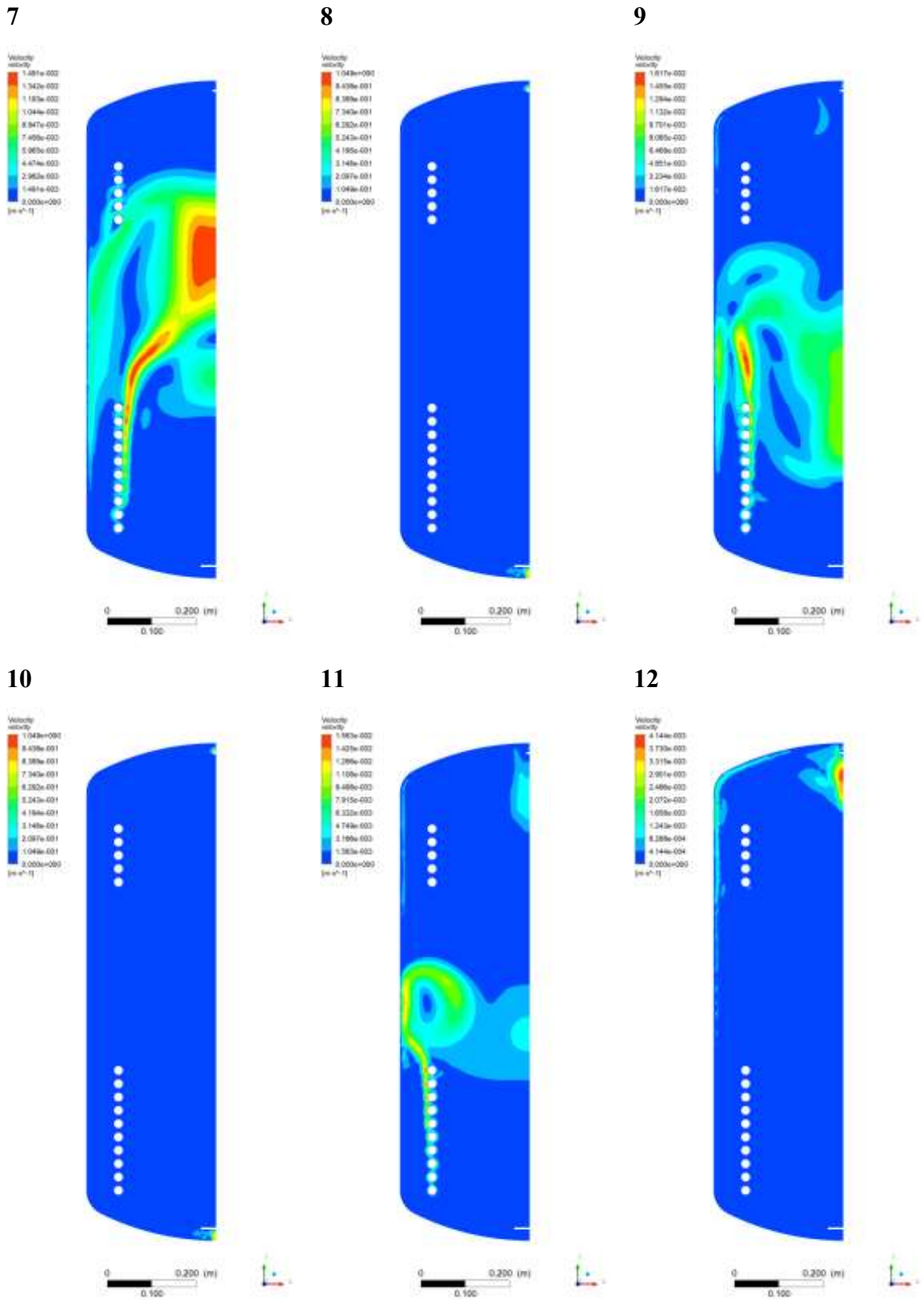


5



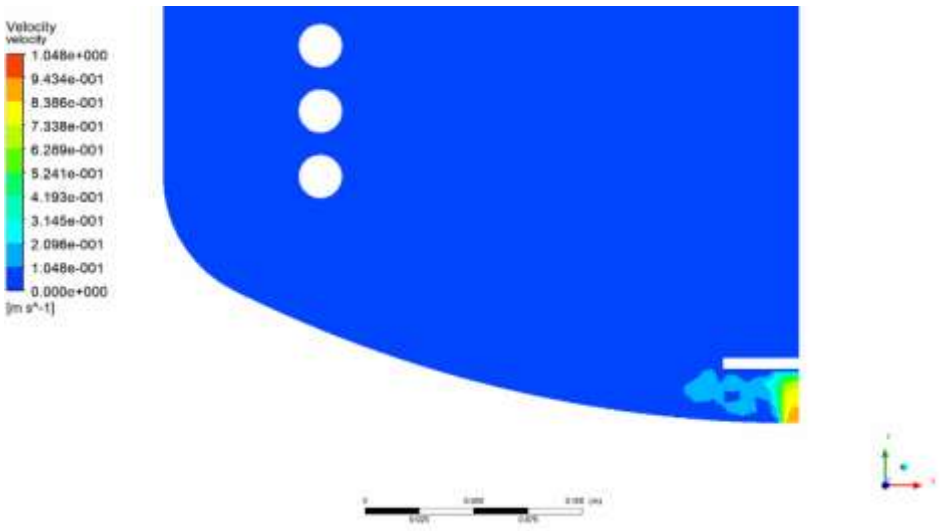
6



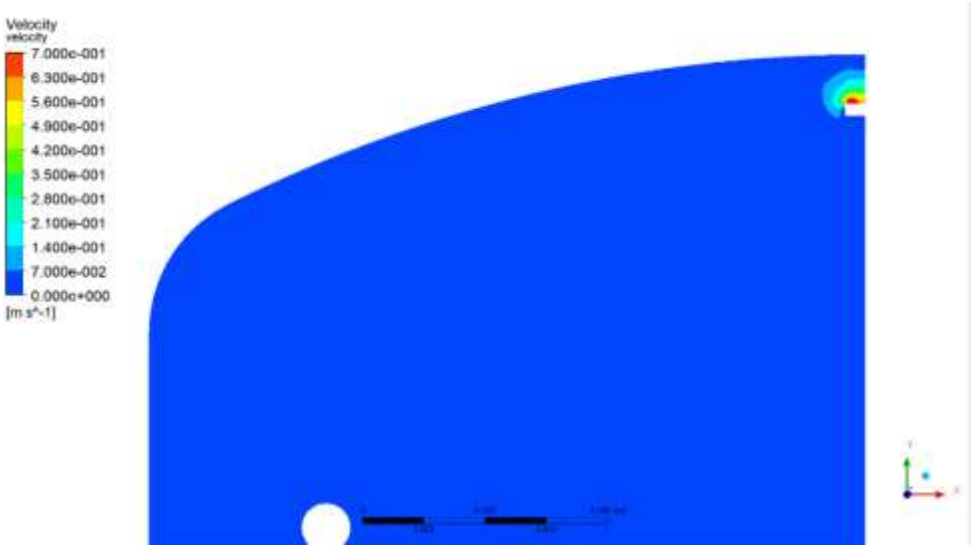


Slika 22 Polje brzina unutar spremnika u svim vremenskim trenucima

U nekim vremenskim trenucima u kojima je gradijent brzine na nekim mjestima velik nije jasno vidljiva kontura brzina. Stoga će biti prikazani detalji tih slika kako bi se to jasnije vidjelo. Biti će dani za vremenski trenutak 2 u kojem dolazi do protoka vode.



Slika 23 Prikaz brzina na ulazu u spremnik u 2. vremenskom trenutku



Slika 24 Prikaz brzina na izlazu iz spremnika u 2. vremenskom trenutku

7.2. Rezultati proračuna prema normi HRN EN 15316-5:2017

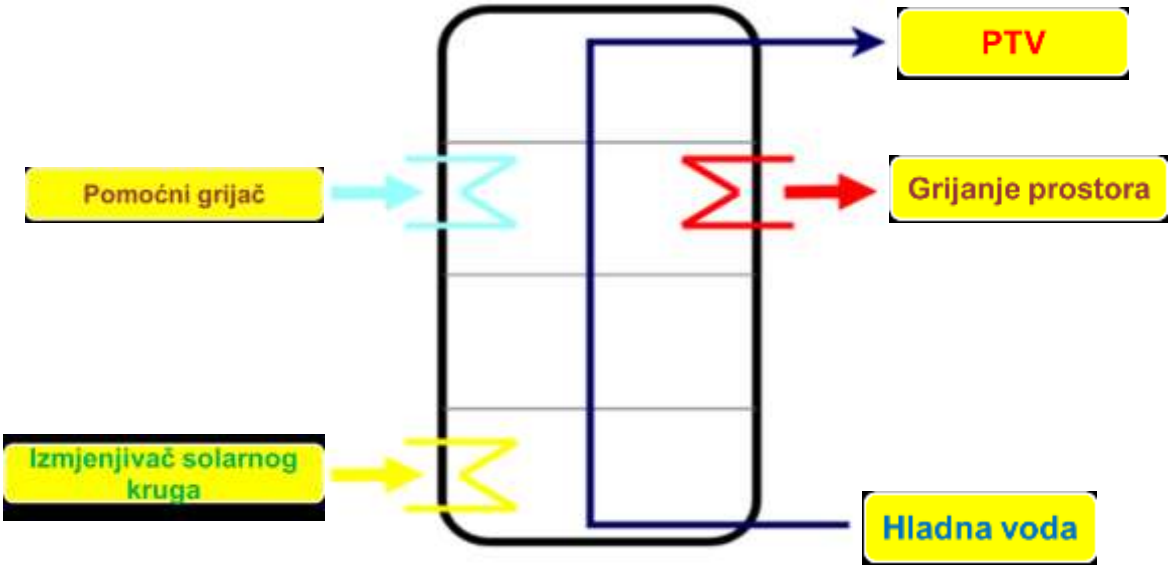
Proračun pomoću norme CEN CE HRN EN 15316-5 proveden je za sve navedene vremenske trenutke. Proračun se provodi na prethodno opisani način. Metoda A ove norme provodi proračun na način da se za početak spremnik dijeli u 4 dijela. Ukupni volumen spremnika iznosi 272,8 l. U donjem segmentu (segment 1) nalazi se izmjenjivač solarnog kruga i ulaz svježe hladne vode. Izmjenjivač pomoćnog grijača i izmjenjivač koji se koristi za zagrijavanje prostora

nalaze se u 3. dijelu spremnika od dolje (segment 3). U najgornjem dijelu spremnika je izlaz tople vode koja se koristi za PTV. Voluemni pojedinih spremnika nalaze se u sljedećoj tablici:

Tablica 5 Volumeni i udjeli segmenata spremnika korišteni u proračunu pomoću norme

SEGMENT	VOLUMEN [l]	UDIO
1	99,7	37%
2	100,2	37%
3	44,4	16%
4	28,6	10%
UKUPNO	272,8	100%

Radi pojašnjenja grafički prikaz prethodnog opisa dan je na sljedećoj slici:



Slika 25 Prikaz podijele spremnika na segmente korištene u proračunu pomoću norme [15]

Iako je primarna zadaća norme satna metoda proračuna, u ovom se radu koristila i za računanje nekih perioda koji su trajali i manje od jednog sata (12 min). Slijede rezultati proračuna za sve vremenske trenutke. Oni su prikazani u tablici koja daje temperature u pojedinom segmentu spremnika u danom vremenskom trenutku.

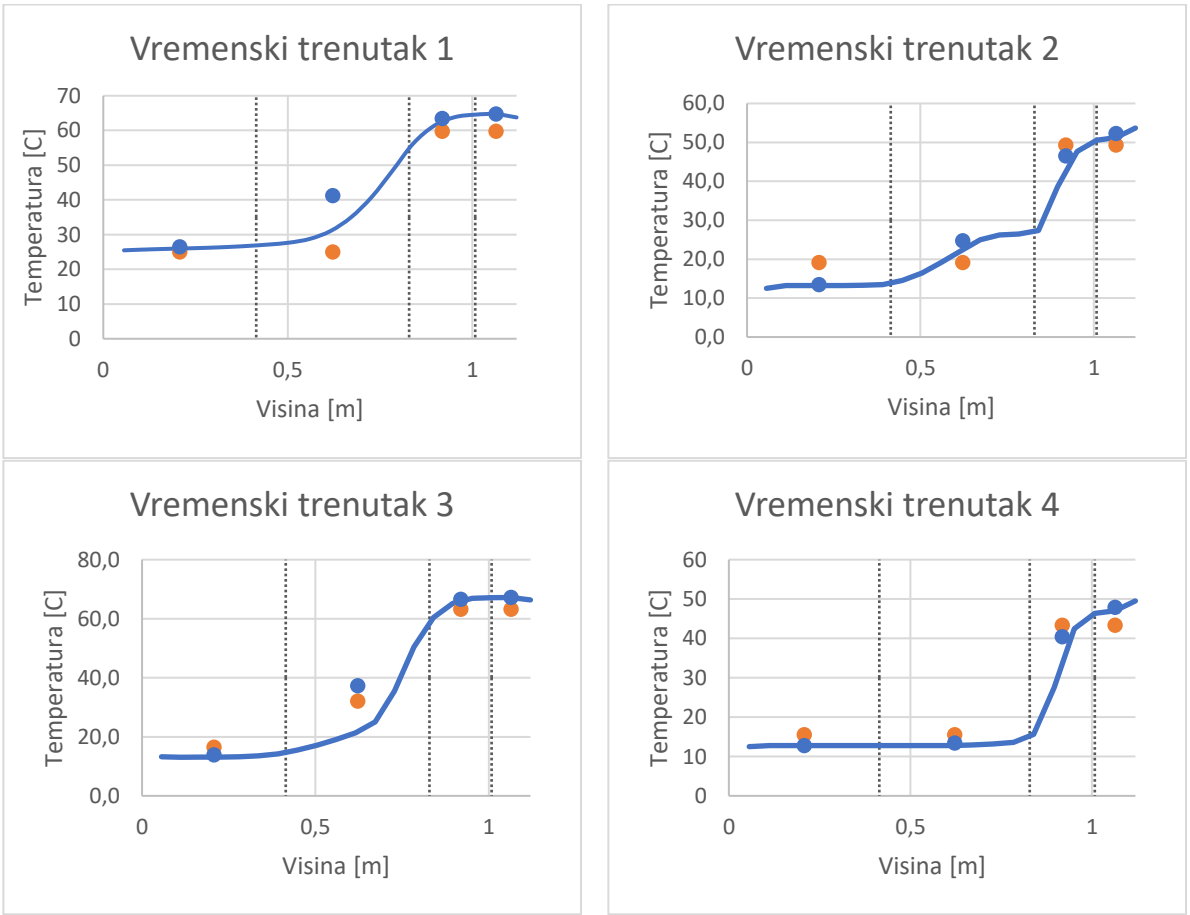
Tablica 6 Temperature segmenata spremnika u različitim vremenskim trenucima dobivene pomoću norme

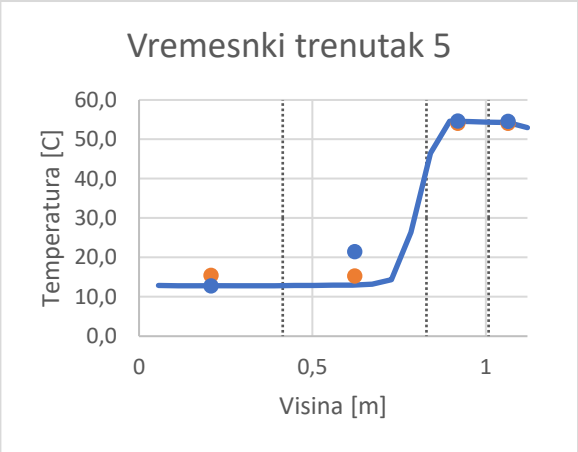
VR. TR.	SEGMENT	TEMPERATURA [°C]
1	1	24,98
	2	24,98

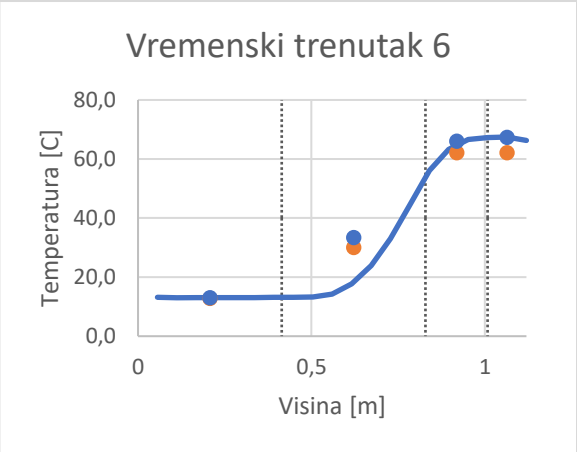
	3	59,81
	4	59,81
2	1	19,12
	2	19,12
	3	49,32
	4	49,32
3	1	16,44
	2	32,11
	3	63,22
	4	63,22
4	1	15,50
	2	15,50
	3	43,33
	4	43,33
5	1	15,32
	2	15,32
	3	54,11
	4	54,11
6	1	12,83
	2	30,12
	3	62,22
	4	62,22
7	1	57,38
	2	57,38
	3	57,38
	4	57,38
8	1	26,98
	2	48,61
	3	58,20
	4	58,20
9	1	46,65
	2	55,65
	3	57,02
	4	57,02
10	1	28,19
	2	49,98
	3	56,93
	4	56,93
11	1	44,03
	2	54,40
	3	56,64
	4	56,64
12	1	43,98
	2	54,60
	3	56,79
	4	56,79

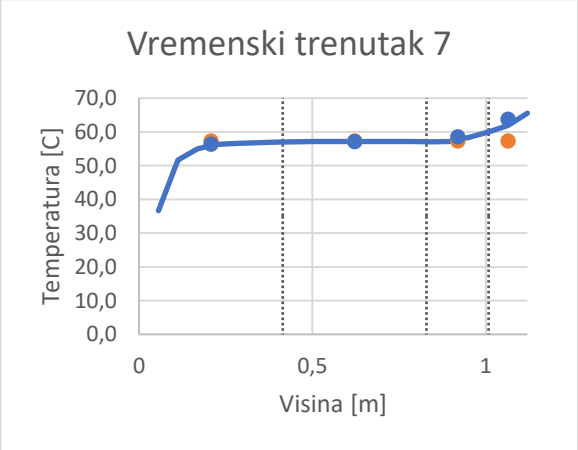
7.3. Usporedba rezultata računalne simulacije i proračuna pomoću norme

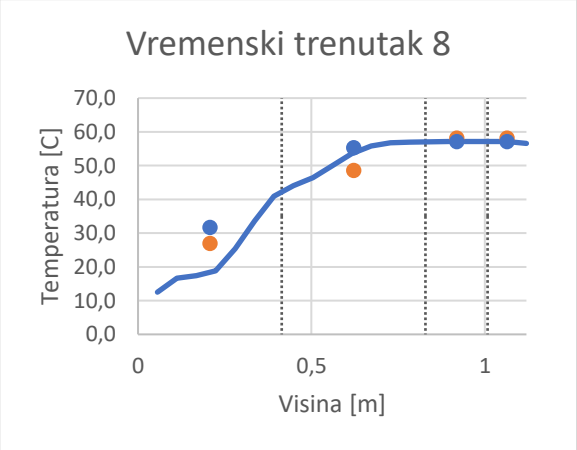
Nakon prikazanih rezultata napravit će se usporedba rezultata dobivenih računalnom simulacijom i pomoću norme. Rezultati će biti prikazani u obliku dijagrama za svaki vremenski trenutak. Svi dijagrami prikazuju rezultate temperatura po osi spremnika (od 0 do 1,12 m). Sljedeći dijagrami prikazuju sljedeće podatke za svaki vremenski trenutak simulacije: rezultati računalne simulacije u Fluentu po osi spremnika (—), rezultati koje je dala norma za svaki segment spremnika (●) i rezultati računalne simulacije u Fluentu ali osrednjeni za svaki segment (●) koji predstavljaju prosječne temperature mase vode po pojedinim segmentima spremnika. Vrijednosti temperature osrednjene za svaki segment dobile su se u Fluentu, a predstavljaju prosječne vrijednosti temperature radnog fluida unutar spremnika nakon što je on podijeljen na način kao što je podijeljen u normi. Dakle, cijela domena je podijeljena u četiri dijela odgovarajućih volumena i onda je provedena analiza. Crna crtkana linija označava podjelu spremnika na segmente.

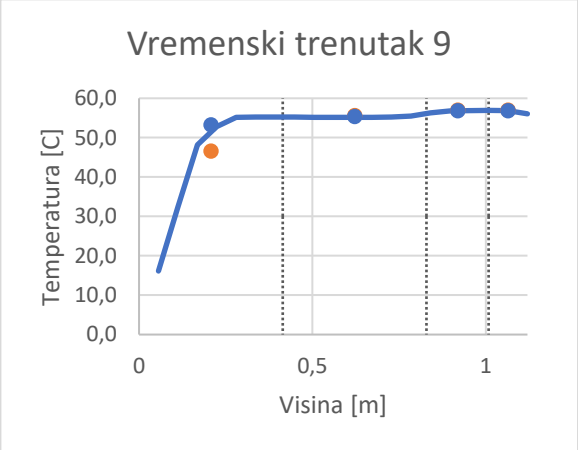


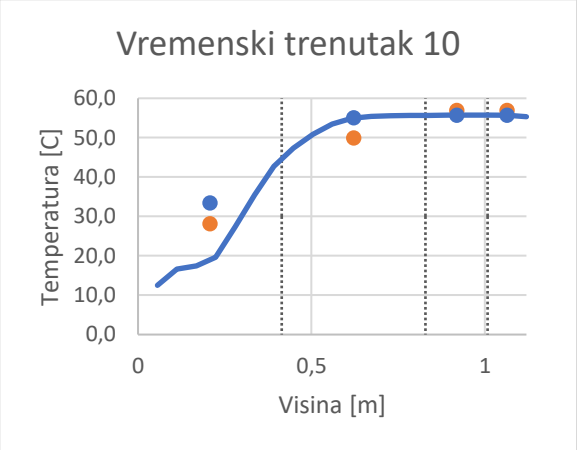

Vremesnki trenutak 5
Temperatura [C]
60,0
50,0
40,0
30,0
20,0
10,0
0,0
0
0,5
1
Visina [m]

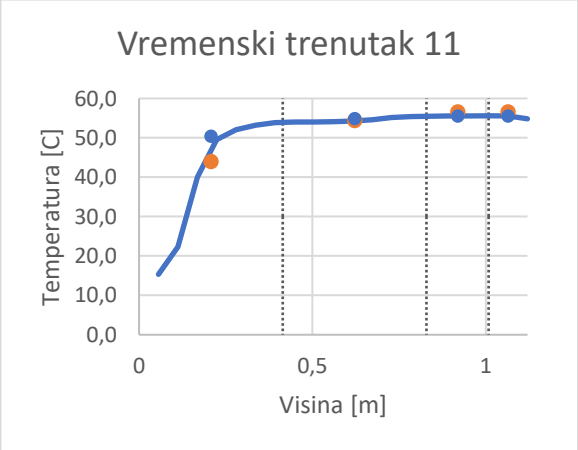

Vremenski trenutak 6
Temperatura [C]
80,0
60,0
40,0
20,0
0,0
0
0,5
1
Visina [m]

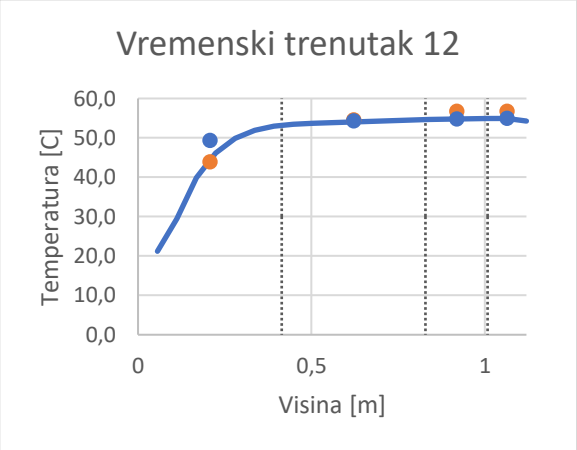

Vremenski trenutak 7
Temperatura [C]
70,0
60,0
50,0
40,0
30,0
20,0
10,0
0,0
0
0,5
1
Visina [m]


Vremenski trenutak 8
Temperatura [C]
70,0
60,0
50,0
40,0
30,0
20,0
10,0
0,0
0
0,5
1
Visina [m]


Vremenski trenutak 9
Temperatura [C]
60,0
50,0
40,0
30,0
20,0
10,0
0,0
0
0,5
1
Visina [m]


Vremenski trenutak 10
Temperatura [C]
60,0
50,0
40,0
30,0
20,0
10,0
0,0
0
0,5
1
Visina [m]


Vremenski trenutak 11
Temperatura [C]
60,0
50,0
40,0
30,0
20,0
10,0
0,0
0
0,5
1
Visina [m]


Vremenski trenutak 12
Temperatura [C]
60,0
50,0
40,0
30,0
20,0
10,0
0,0
0
0,5
1
Visina [m]

Slika 26 Temperature u spremniku u svim vremenskim trenucima: prikaz za numeričku analizu i rezultati dobiveni prema normi HRN EN 15316-5

Ono što se može zaključiti iz prikazanih rezultata je da se rezultati u 3. i 4. segmentu spremnika u većini slučajeva poklapaju, dok se odstupanja mogu primijetiti najčešće u prva dva segmenta spremnika. Jedan od razloga za takve rezultate može biti veličina ta prva dva segmenta koja predstavljaju 74% ukupnog volumena spremnika.

8. USPOREDBA LJETNOG I ZIMSKOG REŽIMA RADA SPREMNIKA

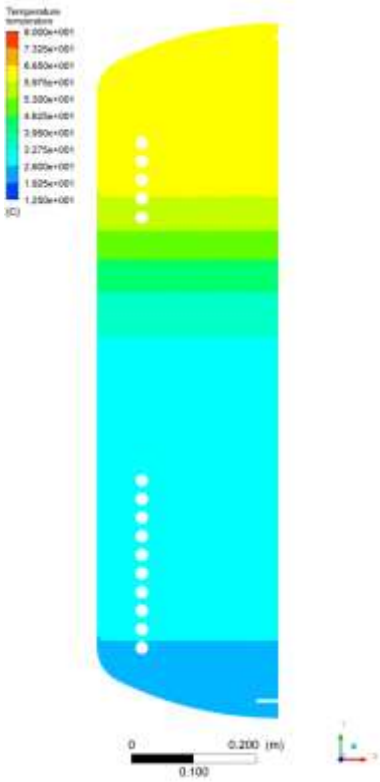
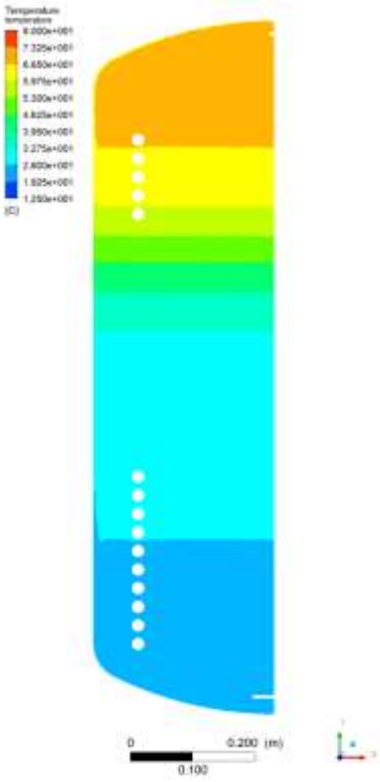
Ovaj rad obuhvatit će usporedbu ljetnog i zimskog režima rada sustava. Usporedba će se provesti također u računalnom softveru ANSYS Fluent, na istoj geometriji i mreži. Radi zahtjevnih simulacija vrijeme trajanja rada neće biti 6 sati kao u prethodnoj simulaciji, već će se obuhvatiti kraći vremenski period od 3 sata. Ta 3 sata će kao i u prethodnom primjeru obuhvatiti što više načina rada spremnika, s obzirom na rad grijača, solarnog sustava i protoka vode. Obje će simulacije biti inicijalizirane na istom stanju, a to će biti konstantna temperatura u cijelom spremniku od 25 °C. Prvi sat raditi će samo grijač na kojem će biti konstantna temperatura od 80 °C. Grijač je namješten tako da se pali kada temperatura u osjetniku padne ispod 50 °C, a gasi se kada temperatura prijeđe 60 °C. U drugom će se satu uključiti i solarni krug, toplina će se predavati vodi preko izmjenjivača topline. Ti izmjenjivači biti će namješteni također na konstantnu temperaturu, ali ona neće biti ista za oba režima rada. Ljeti, kada je za očekivati da će solarni kolektori primati više energije od Sunca, temperatura će biti namještena na 60 °C, dok će zimi ona biti niža, točnije 45 °C. U trećem satu će se ispitati kako spremnici u oba slučaja reagiraju na postavljeni protok vode od 10 l/min (otprilike 0.17 kg/s). Prvih 12 minuta će biti namješten protok vode. Idućih 24 minute protoka neće biti, a voda u spremniku će se zagrijavati pomoću solarnog kruga i po potrebi pomoćnog grijača. Nakon toga slijedi ponovno 12 minuta potrošnje vode, nakon čega se ovaj zadnji ciklus završava sa 12 minuta ponovne obustave protoka potrošne tople vode, a vodu će zagrijavati solarni krug i grijač. Svi navedeni podaci mogu se vidjeti u sljedećoj tablici. Što se tiče vanjskih uvjeta, ljeti je postavljena vanjska temperatura od 25 °C, a zimi 0 °C.

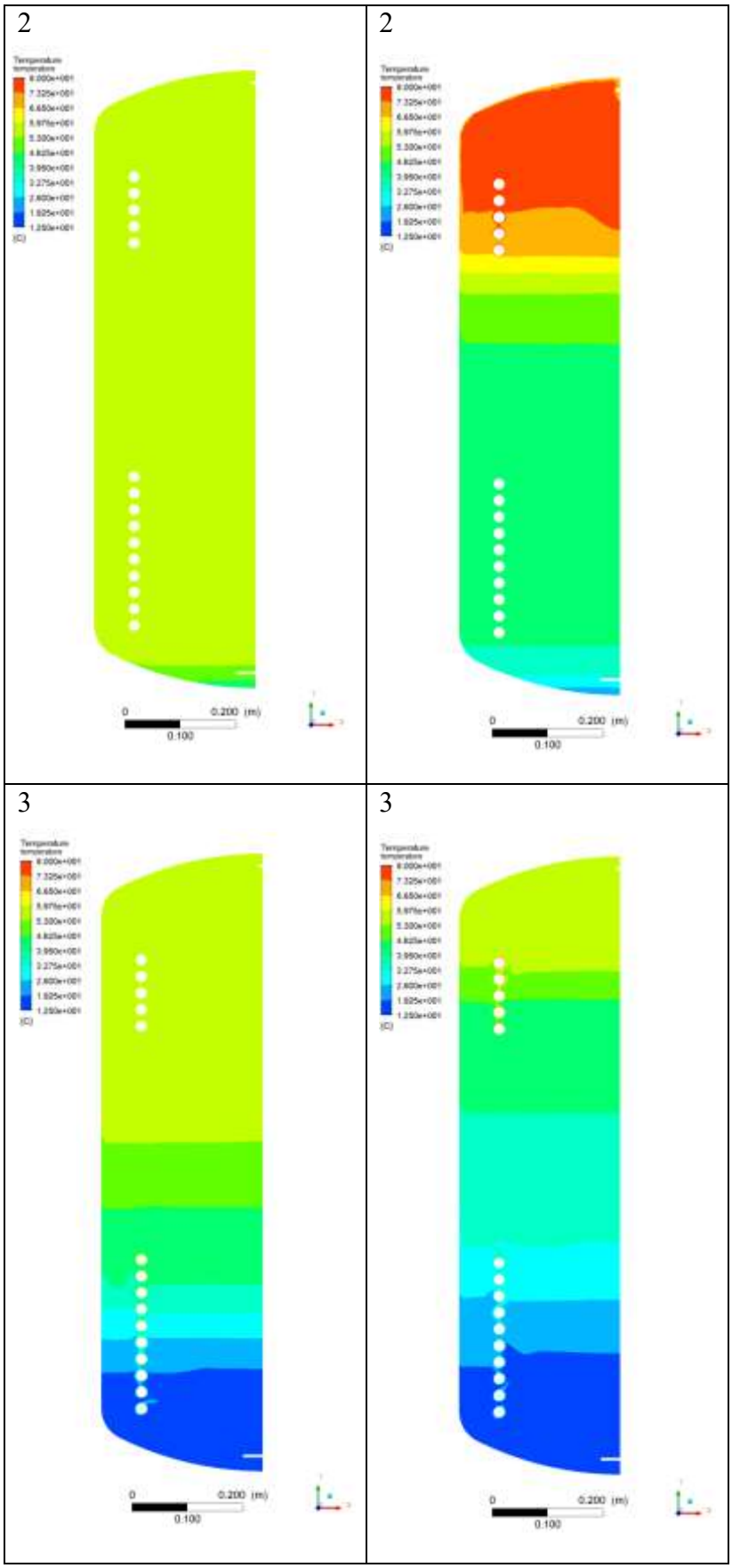
Tablica 7 Opis rada spremnika za usporedbu ljetnog i zimskog režima rada, odnosno za drugi dio diplomskog rada

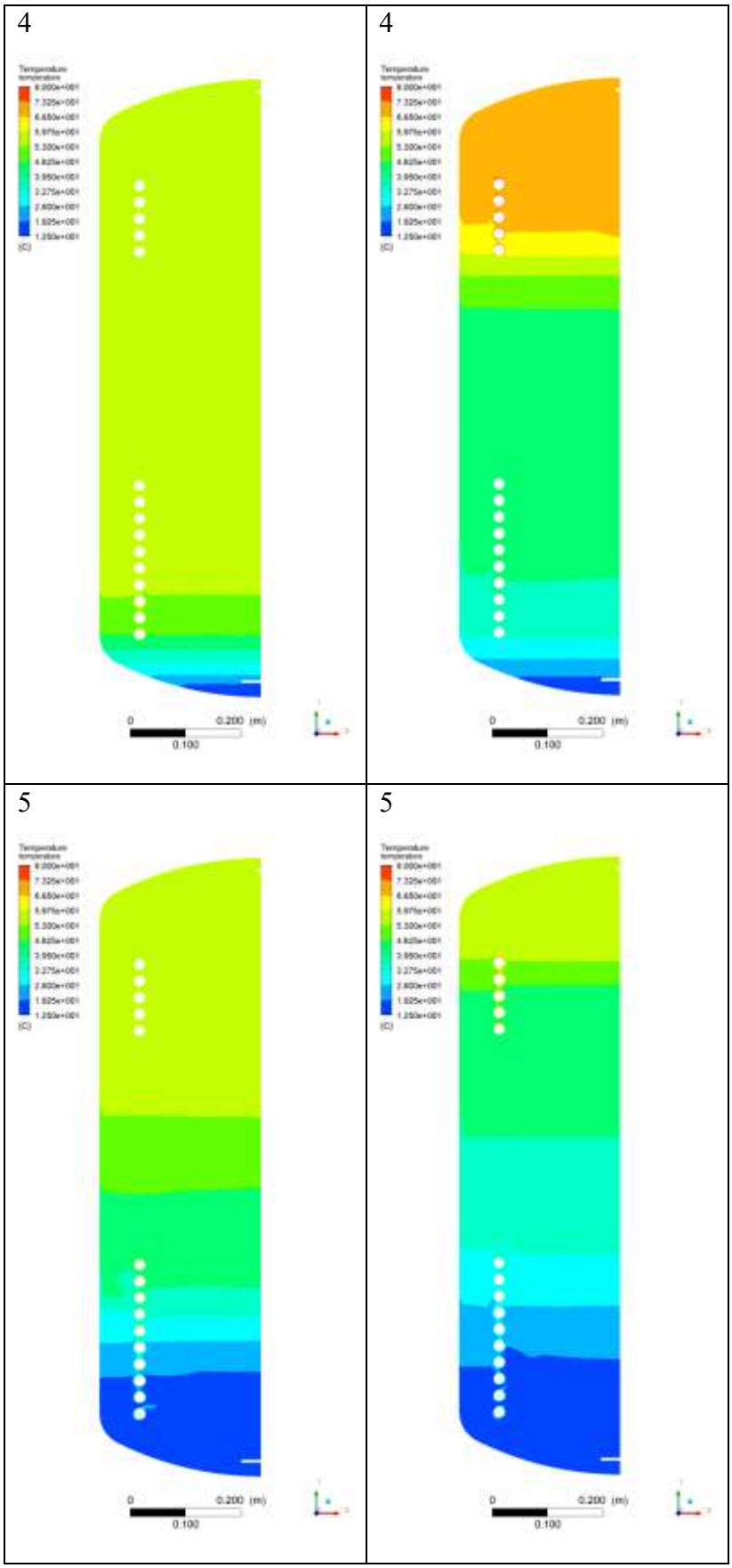
R. BR.	TRAJANJE	OPIS
1	1 h	Potrošnje PTV-a nema, solarni krug je isključen, a grijač radi na opisani način.
2	1 h	Potrošnje PTV-a nema, solarni krug je uključen, a grijač radi na opisani način.
3	12 min	Potrošnja PTV-a je uključena, solarni je krug uključen, a grijač radi na opisani način.
4	24 min	Potrošnje PTV-a nema, solarni je krug uključen, a grijač radi na opisani način.

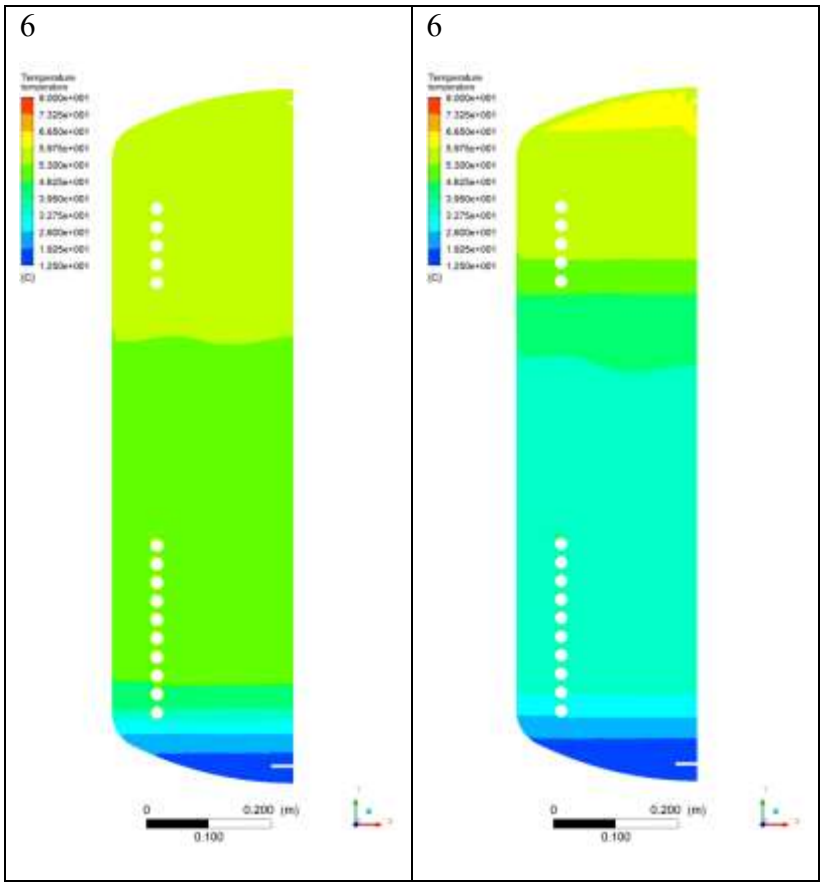
5	12 min	Potrošnja PTV-a je uključena, solarni je krug uključen, a grijač radi na opisani način.
6	12 min	Potrošnje PTV-a nema, solarni krug je uključen, a grijač radi na opisani način.

Ono što je bitno za primijetiti, odnosno imati na umu prilikom vrednovanja rezultata je to da pomoćni grijač ne radi u oba slučaja u ista vremena. U ljetnom režimu rada grijač radi kraće. Također, zbog zagrijavanja vode sa strane solarnog izmjenjivača u ljetnom režimu rada na 60 °C uvjetovano je to da se grijač gasi ranije u prvom satu i rezultat toga je manje progrijana voda pri vrhu spremnika. U ljetnom režimu rada se time štedi energija jer su solarni izmjenjivači u skoro cijelom vremenskom periodu bili dostatni kako bi se održavala potrebna temperatura vode u spremniku za PTV.

LJETNI REŽIM RADA	ZIMSKI REŽIM RADA
1 	1 


2
2
3
3


4
4
5
5



Slika 27 Usporedba ljetnog i zimskog režima rada. Na slikama su polja temperatura u spremniku u različitim vremenskim periodima

Promotrimo u sklopu ovog dijela diplomskog rada toplinske tokove koji su se izmijenili preko izmjenjivača topline pomoćnog grijača i izmjenjivača solarnog kruga. Budući da su se u računalnom programu Fluent koristili temperaturni rubni uvjeti, toplinski tokovi nisu egzaktno definirani, već se oni određuju očitavanjem ukupnih toplinskih tokova za svaki vremenski trenutak i onda se dolazi do snaga izmjenjivača. Odrediti će se snage za ljetni režim rada, a potom i za zimski. Nakon provedene analize po svakom vremenskom trenutku dolazimo do sljedećih podataka:

Tablica 8 Izmijenjeni toplinski tokovi za svaki vremenski trenutak

R.br.	LJETO [kWh]		ZIMA [kWh]	
	Solar	Grijač	Solar	Grijač
1	0	3,47	0	3,87
2	4,55	0	2,31	1,30
3	3,04	0	2,62	2,05
4	2,02	0	1,67	1,69
5	3,88	0	2,15	1,81

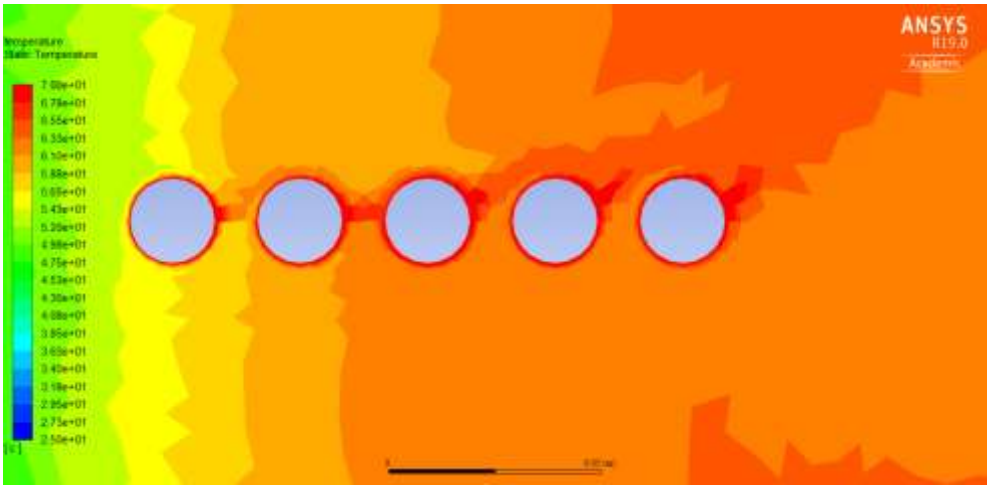
6	1,56	0	1,07	0

Ukupni izmijenjeni toplinski tok za ljetni režim rada iznosi 18,5 kWh, a za zimski 20,5 kWh. Ako pogledamo zasebno izmijenjeni toplinski tok koji je predao solarni krug i pomoćni grijač dolazimo do sljedećih podataka: solarni krug je predao u ljetnom režimu rada 15 kWh, a u zimskom periodu 9,82 kWh, dok je grijač za ljetni režim rada predao 3,47 kWh, a u zimskom periodu 10,72 kWh.

9. ODREĐIVANJE KOEFICIJENATA PRIJELAZA TOPLINE

Koeficijent prijelaza topline odredit će se za nekoliko vremenskih trenutaka za proizvoljno odabranu konfiguraciju nekog od opisanih sustava u ovom radu. Za ovaj konkretan primjer uzet će se ljetni režim rada spremnika, odabrat će se proizvoljni vremenski trenutak i izmjenjivač topline.

Promotrimo situaciju u ljetnom režimu rada spremnika u trenutku 1440 s nakon puštanja sustava u rad. Nalazimo se u prvom vremenskom segmentu, odnosno vodu u spremniku zagrijava pomoćni grijač koji je namješten na konstantnu temperaturu od 80 °C. Prvo ćemo se koncentrirati na rezultate računalne simulacije u Fluentu. Prvo što se treba odrediti je toplinski tok koji izmjenjivač predaje vodi, a on iznosi Φ_{bh} = 5244 W. Nakon toga se procjenjuje temperatura okolne vode. Promotrimo sljedeću sliku na kojoj je prikazano temperaturno polje u danom vremenskom trenutku.



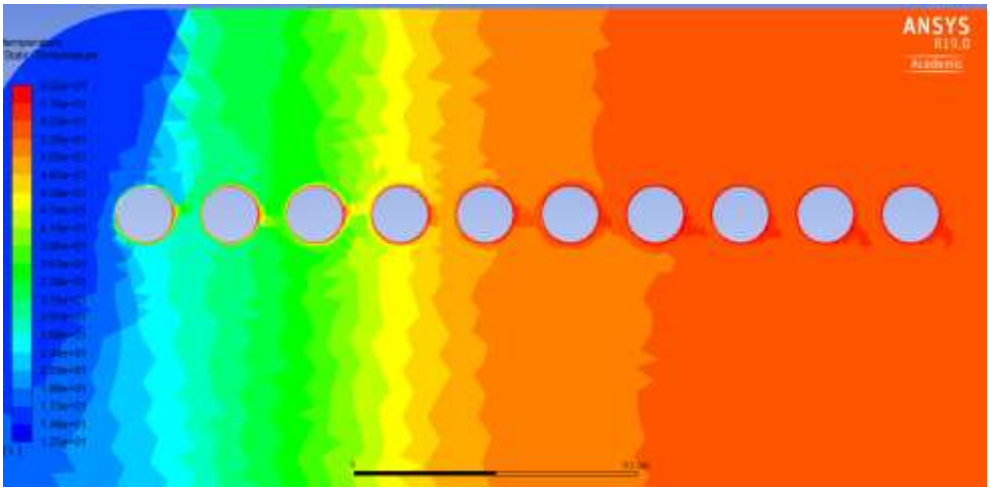
Slika 28 Temperaturno polje u okolini izmjenjivača topline u vremenskom trenutku 1440 s nakon puštanja sustava u rad

Iz priložene slike može se procijeniti temperatura u okolini izmjenjivača, a ona iznosi 65 °C. Već je prije u ovom radu definirana površina izmjenjivača topline pomoćnog grijača, a ona iznosi A_{bh}=0,43 m^2. S ovim podacima možemo ići u proračun koeficijenta prijelaza topline.

$$\alpha_1 = \frac{\Phi_{bh}}{A_{bh} \cdot (\vartheta_s - \vartheta_0)} = \frac{5244}{0{,}43 \cdot (80 - 65)} = 813 \frac{W}{m^2 K} \tag{9.1}$$

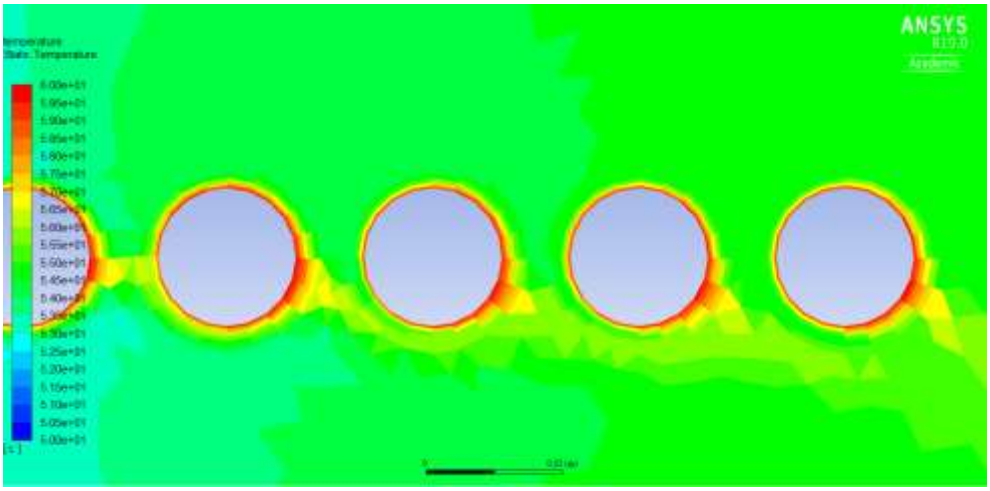
Promotrimo još jedan slučaj u kojem ćemo također odrediti koeficijent prijelaza topline na temelju dostupnih podataka iz Fluenta. Ovog puta koncentrirat ćemo se na proračun koeficijenta kod solarnog izmjenjivača topline. Vremenski trenutak koji promatramo je 9480 s nakon

puštanja sustava u rad. Ukupno izmijenjeni toplinski tok u tom trenutku iznosi Φ_{sol} = 7753 W. Promotrimo temperaturno polje u okolini izmjenjivača solarnog kruga na sljedećoj slici:



Slika 29 Temperaturno polje u okolini izmjenjivača solarnog kruga 9480 s nakon puštanja sustava u rad

Lako se može primijetiti da je temperaturna razlika vode u okolini izmjenjivača prevelika da bi se jednostavno odredio prosječni koeficijent prijelaza topline. Stoga ćemo se koncentrirati na dio izmjenjivača oko kojega je razlika temperature manja. Dio izmjenjivača prikazan je na sljedećoj slici:



Slika 30 Temperaturno polje u okolini izmjenjivača solarnog kruga (dio) 9480 s nakon puštanja sustava u rad

Potrebno je odrediti novi toplinski tok koji se izmjenjuje. On iznosi $\Phi_{sol'}$ = 941 W. Primjećujemo kako je on dosta manji od ukupnog toplinskog toka, a razlog je puno manja temperaturna razlika u gornjem dijelu izmjenjivača nego u donjem. Ukupna površina solarnog

izmjenjivača iznosi A_{sol}=0,86 m^2. Budući da promatramo samo 4/10 ukupne površine izmjenjivača, ona iznosi A_{sol}=0,344 m^2. Iz Slike 24 jasno je vidljivo kako temperatura vode u okolini izmjenjivača, odnosno njegovog dijela kojeg promatramo iznosi približno 55 °C. Nakon što smo prikupili potrebne podatke možemo krenuti u proračun koeficijenta prijelaza topline:

$$\alpha_2 = \frac{\Phi_{sol'}}{A_{sol'} \cdot (\vartheta_s - \vartheta_0)} = \frac{941}{0{,}344 \cdot (60 - 55)} = 547 \frac{W}{m^2 K} \tag{9.2}$$

Nakon što smo proveli proračun koeficijenta prijelaza topline pomoću podataka iz Fluenta, možemo usporediti te rezultate s onima iz odgovarajuće literature. Prvo trebamo definirati teorijsku pozadinu promatranog problema. Susrećemo se sa izmjenom topline konvekcijom koja je definirana kao izmjena topline između neke čvrste stijenke i tekućine (u ovom slučaju kapljevine) koja se nalazi uz nju. Praktični način proračuna bazira se na Newtonovu iskustvenom stavku koji se u literaturi spominje kao Newtonov zakon hlađenja. Taj je zakon definiran sljedećom jednadžbom:

$$\delta\Phi = \alpha(\vartheta_s - \vartheta_\infty) dA \tag{9.3}$$

Konvekcija može biti slobodna ili prisilna. Slobodna konvekcija pojavljuje se kada su temperature nejednoliko raspoređene u sustavu, tj. kada je temperatura stijenke različita od temperature fluida u njenoj okolini. Temperatura čestica fluida u okolini stijenke je drugačija od one čestica koje se nalaze u glavnini mase fluida, pa im je stoga i gustoća drugačija. Posljedica je da se pojavljuje sila uzgona i ona je pokretač gibanja čestica fluida. S druge strane postoji i prisilna konvekcija kod koje je glavna pokretačka sila kretanja čestica fluida nametnuta sa strane nekog izvora. U našem slučaju u nekim trenucima rada sustava susrećemo se s vanjskom pokretačkom silom (cirkulacijska pumpa koja pokreće fluid u spremnik i iz njega). Međutim, brzina kojom se fluid giba unutar spremnika je toliko mala da se može zanemariti (u prosjeku su to brzine reda veličine 10^{-3} m/s). Dakle, koncentrirat ćemo se na slobodnu konvekciju u okolini izmjenjivača topline. Sljedeći problem s kojim se susrećemo je kako ćemo definirati model slobodne konvekcije kako bismo bili u mogućnosti izračunati koeficijent prijelaza topline pomoću dostupne literature. Model koji je dostupan u literaturi, a najbolje opisuje naš slučaj je vodoravna cijev uronjena u fluid. Krenimo u izračun koeficijenta prijelaza topline za prvi slučaj:

Izračun α_1

Za izračun je potrebno definirati sljedeće parametre koji su prikazani u tablici:

Tablica 9 Podaci potrebni za izračun koeficijenta prijelaza topline (1) [16]

OZNAKA	OPIS	IZNOS	MJ. JED.
d	Promjer uronjene cijevi	0,02	m
ϑ_0	Temperatura fluida u okolini stijenke	65	°C
ϑ_s	Temperatura stijenke	80	°C
ϑ_m	Srednja temperatura: $\vartheta_m=(\vartheta_0+\vartheta_s)/2$	72,5	°C
ρ_0	Gustoća fluida u okolini stijenke	980,53	kg/m^3
ρ_s	Gustoća fluida uz stijenku	971,76	kg/m^3
g	Gravitacijska konstanta	9,81	m/s^2
ν_s	Kinematička žilavost fluida uz stijenku	3,639e-7	m^2/s
μ_m	Dinamička žilavost fluida za srednju temperaturu	0,0003891	Pa s
$c_{p,m}$	Specifični toplinski kapacitet	4190	J/(kgK)
λ_m	Toplinska provodnost	0,6615	W/(mK)

$$Gr = \frac{\rho_0 - \rho_s}{\rho_s} \cdot \frac{g \cdot d^3}{\nu_s^2} = \frac{980{,}53 - 971{,}76}{971{,}76} \cdot \frac{9{,}81 \cdot 0{,}02^3}{(3{,}639 \cdot 10^{-7})^2} = 5348542{,}6 \quad (9.4)$$

$$Pr = \frac{\mu_m \cdot c_{p,m}}{\lambda_m} = \frac{0{,}0003891 \cdot 4190}{0{,}6615} = 2{,}4646 \quad (9.5)$$

$$Nu = 0{,}41 \cdot \sqrt[4]{Gr \cdot Pr} = 0{,}41 \cdot \sqrt[4]{5348542{,}6 \cdot 2{,}4646} = 24{,}7 \quad (9.6)$$

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_m \cdot Nu}{d} = \frac{0{,}6615 \cdot 24{,}7}{0{,}02} = 817 \frac{W}{m^2 K} \quad (9.7)$$

Možemo zaključiti da su izračunati koeficijenti približno jednaki (813 ≈ 817 W).

Izračun α_2

Izračunajmo isto i za drugi slučaj. Podaci se nalaze u tablici:

Tablica 10 Podaci potrebni za izračun koeficijenta prijelaza topline (2)

OZNAKA	OPIS	IZNOS	MJ. JED.
d	Promjer uronjene cijevi	0,02	m
ϑ_0	Temperatura fluida u okolini stijenke	55	°C
ϑ_s	Temperatura stijenke	60	°C
ϑ_m	Srednja temperatura: $\vartheta_m=(\vartheta_0+\vartheta_s)/2$	57,5	°C

ρ_0	Gustoća fluida u okolini stijenke	985,7	kg/m^3
ρ_s	Gustoća fluida uz stijenku	983,19	kg/m^3
g	Gravitacijska konstanta	9,81	m/s^2
v_s	Kinematička žilavost fluida uz stijenku	4,736e-7	m^2/s
μ_m	Dinamička žilavost fluida za srednju temperaturu	0,0004842	Pa s
$c_{p,m}$	Specifični toplinski kapacitet	4190	J/(kgK)
λ_m	Toplinska provodnost	0,64833	W/(mK)

$$Gr = \frac{\rho_0 - \rho_s}{\rho_s} \cdot \frac{g \cdot d^3}{\nu_s^2} = \frac{985{,}7 - 983{,}19}{983{,}19} \cdot \frac{9{,}81 \cdot 0{,}02^3}{(4{,}736 \cdot 10^{-7})^2} = 893247{,}6 \tag{9.8}$$

$$Pr = \frac{\mu_m \cdot c_{p,m}}{\lambda_m} = \frac{0{,}0004842 \cdot 4190}{0{,}64833} = 3{,}1293 \tag{9.9}$$

$$Nu = 0{,}41 \cdot \sqrt[4]{Gr \cdot Pr} = 0{,}41 \cdot \sqrt[4]{893247{,}6 \cdot 3{,}1293} = 16{,}8 \tag{9.10}$$

$$\alpha_1 = \frac{\lambda_m \cdot Nu}{d} = \frac{0{,}64833 \cdot 16{,}8}{0{,}02} = 545 \frac{W}{m^2 K} \tag{9.11}$$

Možemo zaključiti da su koeficijenti i u ovom slučaju približno jednaki (545 ≈ 547 W).

10. MJERA POBOLJŠANJA NORME HRN EN 15316-5:2017

Predložit ćemo mjeru poboljšanja norme HRN EN 15316-5. Naime, ukoliko promotrimo 10. korak u proračunu norme primijetit ćemo jednadžbu koja računa gubitke spremnika zbog prijenosa topline kroz vanjsku ovojnicu spremnika, odnosno jednadžbu (6.10)

pri čemu članovi jednadžbe predstavljaju sljedeće:

- $f_{sto;dis;ls}$ – koeficijent koji se odnosi na komponente sustava (cijev i dijelovi koji su spojeni na cijev)
- $H_{sto;ls}$ – koeficijent gubitaka kroz spremnik [W/K]
- $V_{sto;vol;i}$ – volumen i-tog dijela spremnika [m^3]
- $V_{sto;tot}$ – ukupni volumen spremnika [m^3]
- $\vartheta_{sto;vol;i}$ – temperatura u i-tom dijelu spremnika [°C]
- $\vartheta_{sto;amb}$ – vanjska temperatura [°C]

Usporedit ćemo rezultate dobivene pomoću te jednadžbe i nove jednadžbe. Nova će se jednadžba razlikovati od prethodne po članu koji se odnosi na volumene spremnika. Mjera poboljšanja odnosi se na to da se umjesto omjera volumena koriste omjeri površina spremnika, što je i fizikalno točnije jer se prijenos topline o kojem govorimo događa upravo na vanjskoj ovojnici spremnika. Ta nova jednadžba glasi:

$$Q_{\mathrm{sto;ls;vol;i}} = f_{\mathrm{sto;dis;ls}} \cdot \frac{A_{\mathrm{sto;vol;i}}}{A_{\mathrm{sto;tot}}} \cdot H_{\mathrm{sto;ls}} \cdot \left(\vartheta_{\mathrm{sto;vol;i}} - \vartheta_{\mathrm{sto;amb}}\right) \cdot t_{\mathrm{ci}} \qquad (10.1)$$

pri čemu se novi članovi odnose na:

- $A_{sto;vol;i}$ – površina vanjske ovojnice i-tog dijela spremnika [m^2]
- $A_{sto;tot}$ – ukupna površina vanjske ovojnice spremnika [m^2]

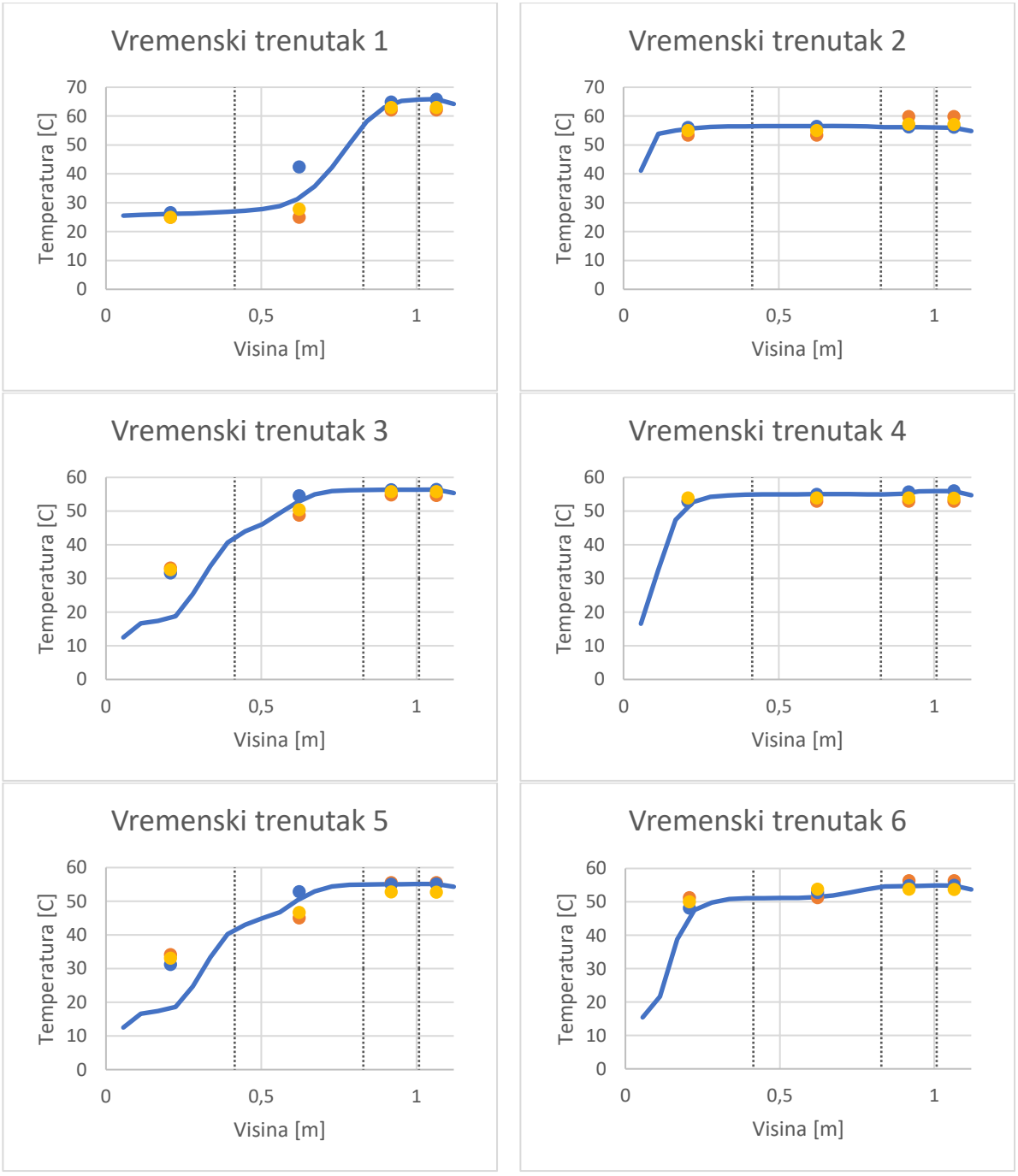
Prije nego što se krene u proračun potrebno je definirati površine o kojima će biti govora:

Tablica 11 Površine vanjske ovojnice pojedinih segmenata spremnika

SEGMENT	POVRŠINA [m^2]	UDIO
1	0,89	38,4%
2	0,76	32,8%
3	0,33	14,2%
4	0,34	14,7%
UKUPNO	2,32	100%

Nakon provedenog proračuna možemo usporediti rezultate. Promatrat ćemo ljetni režim rada spremnika i bit će dani rezultati za svaki vremenski trenutak. Usporedba će se provesti kao i u prvom dijelu ovog rada s time da će imati jedan podatak više, a to su rezultati proračuna pomoću

norme ali koristeći prethodnu jednadžbu. U svim dijagramima i njihovim opisima vidljive su oznake Norma A i Norma V. Norma A označava proračun pomoću jednadžbe koja koristi omjere površina (10.1), a Norma V koristi omjere volumena. Sljedeći dijagrami prikazuju sljedeće podatke za svaki vremenski trenutak simulacije: rezultati računalne simulacije u Fluentu po osi spremnika (—), rezultati koje je dala norma V za svaki segment spremnika (●), rezultati računalne simulacije u Fluentu ali osrednjeni za svaki segment (●) i rezultati koje je dala norma A za svaki segment spremnika (●). Crna crtkana linija prikazuje podjelu spremnika na segmente.



Slika 31 Temperature spremnika za sve vremenske trenutke: rezultati računalne simulacije, proračuna prema normi HRN EN15316-5 i modificirane norme koja koristi predloženu mjeru poboljšanja

Lako se da zaključiti kako mjera poboljšanja norme ima utjecaja na rezultate. Oni su u većini slučajeva sličniji onim u Fluentu za proračun s omjerima površina što se i očekivalo.

11. USPOREDBA DIREKTNOG SPOJA SOLARNOG SUSTAVA NA SPREMNIK I POMOĆU IZMJENJIVAČA

Spremnik koji je dio sustava za zagrijavanje potrošne tople vode moguće je izvesti na dva načina. U prethodnim pregledima rada sustava mogli smo zaključiti kako se solarni sustav povezuje sa spremnikom preko već spominjanog izmjenjivača topline. Taj je način uobičajen i zbog toga se on detaljnije razrađivao. Vidljivo je i da se norma koncentrira na tu izvedbu. Postoji još jedan način, a to je preko direktnog spoja. U tom slučaju voda koja struji kroz solarni sustav zagrijava se i potom ulazi direktno u spremnik gdje se miješa s hladnom vodom i na taj način predaje toplinski tok. Takva izvedba ne zahtjeva prisutnost drugog izmjenjivača čime se pojednostavljuje izvedba. Provele su se još dvoje računalne simulacije u programskom paketu ANSYS Fluent. Obje su simulacije ovog puta bile stacionarne, odnosno tražilo se rješenje koje se ustali nakon određenog vremena u sustavu, naravno uz nepromjenjive granične uvjete. Prva simulacija koja se provela vezana za sustav sa izmjenjivačem topline koristila je osno simetrični model (2D) jer je to geometrija omogućavala i jer na taj način simulacija jednostavnija za računalne resurse. Koristila se ista mreža kao i u prethodnim simulacijama. Razlog ne korištenja 3D modela za ovaj slučaj je i taj da je izmjenjivač u 3D modelu skup prstenova oko kojih mreža treba biti finija, a to bi uzrokovalo jako velik broj ćelija što bi usporavalo proračun. Za razliku od prethodnih simulacija, u ovoj su se koristili neki drugi granični uvjeti.

Solarni sustav povezan sa spremnikom pomoću izmjenjivača topline

Kao što se već napomenulo, u ovoj smo simulaciji koristili istu mrežu kao i kod prethodnih simulacija. Maseni protok hladne vode je 0,17 kg/s pri temperaturi 12,5 °C. Namješten je uvjet konstantnog toplinskog toka na pomoćnom grijaču od 10,8 kW, a na izmjenjivaču solarnog kruga 6,5 kW. Na vanjskoj ovojnici je pretpostavljen adijabatski uvjet (toplinski tok predan okolišu jednak je nuli).

Solarni sustav povezan direktno na spremnik

U ovom slučaju postavke vezane za protok hladne vode u spremnik i za pomoćni grijač ostaju iste. Mijenjaju se postavke vezane za solarni krug. On je u ovom slučaju direktno spojen na spremnik gdje se miješa sa vodom u spremniku. Protok vode u solarnom krugu iznosi 0,04 kg/s. Za ovu je simulaciju korištena 3D geometrija spremnika iz prethodnih simulacija s razlikom da su umjesto donjeg izmjenjivača korišteni klasični ulaz i izlaz iz spremnika. Geometrija i mreža su prikazane na sljedećoj slici:



Slika 32 Geometrija spremnika (3D model)



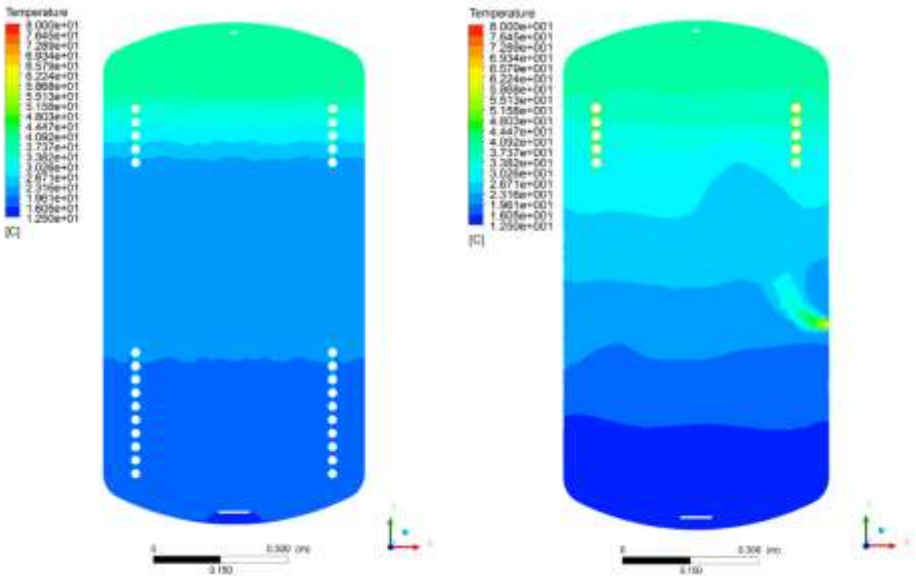
Slika 33 Korištena mreža za 3D model spremnika

Kod rađenja mreže pazilo se na odnos kvalitete rezultata i broj elemenata, mreža se do te mjere pojednostavila, a da se pritom ne narušava kvaliteta dobivenih rezultata. Mreža sadrži oko 690 000 elemenata s time da najveći broj otpada na područje oko izmjenjivača pomoćnog grijača.

Rezultati usporedbe

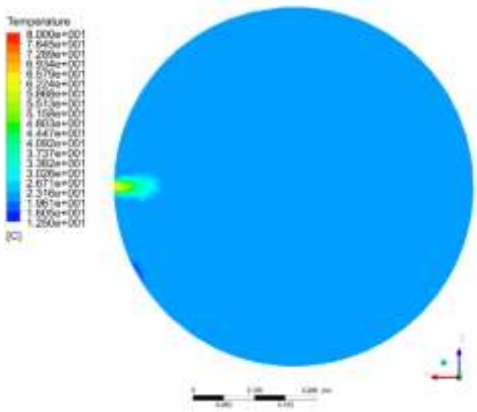
Nakon provedenih dviju simulacija mogu se razmotriti rezultati:

1 **2**

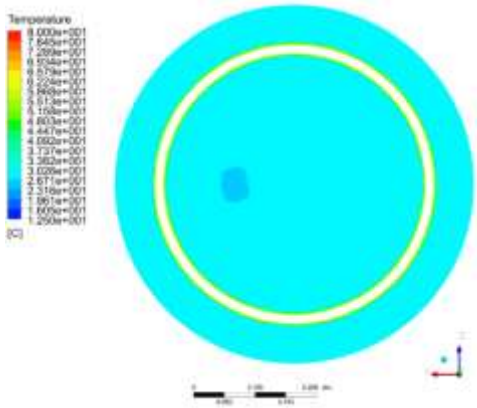


Slika 34 Polja temperatura za dva promatrana slučaja (1 - solarni krug povezan sa spremnikom pomoću izmjenjivača, 2 - solarni krug povezan sa spremnikom direktnim spojem)

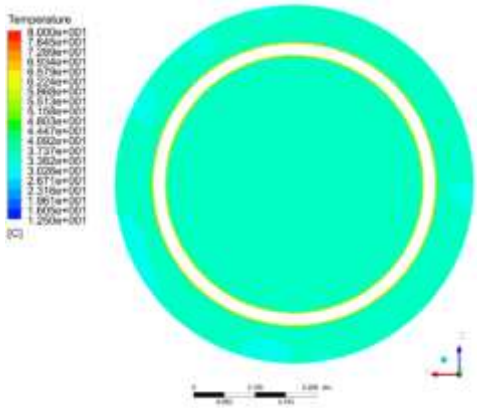
Promotrimo temperaturnu stratifikaciju unutar spremnika u drugoj ravnini. Sljedeće slike prikazuju polje temperatura za XZ ravninu (ravninu okomitu na os spremnika) za slučaj direktnog ubacivanja vode iz solarnog kruga u spremnik na različitim visinama spremnika. Temperaturna polja namještena su tako da su rasponi temperatura isti.



Slika 35 Polja temperature vode u spremniku u XZ ravnini na visini 450 mm od dna spremnika (ulaz vode iz solarnog kruga)



Slika 36 Polja temperature vode u spremniku u XZ ravnini na visini 800 mm od dna spremnika (dno pomoćnog grijača)

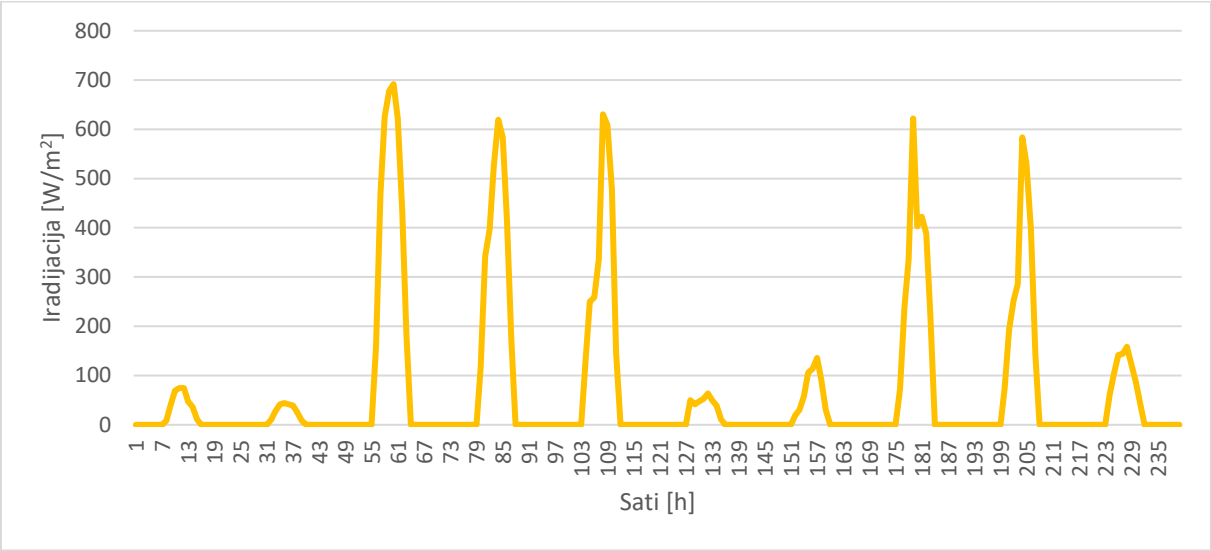


Slika 37 Polja temperature vode u spremniku u XZ ravnini na visini 900 mm od dna spremnika

U sklopu diplomskog rada potrebno je provesti analizu utjecaja načina spajanja kolektorskog kruga na spremnik (izmjenjivač – direktno) i opisati utjecaj na efikasnost kolektora. To je provedeno na razini cijele godine koristeći norme HRN EN 15316-5 i HRN EN 15316-4-3 (Sustavi grijanja u zgradama – Metoda proračuna energijskih zahtjeva i učinkovitosti sustava – Dio 4-3: Sustavi za proizvodnju topline, toplinski sustavi sunčevog zračenja), jer bi provedba takve simulacije u Fluentu bila suviše duga. Također se uz to provela analiza utjecaja podijele spremnika na segmente na rezultate. Zanimljivo je promotriti kako utječe način podijele volumena spremnika na rezultate (pri čemu su se parametri kao što su snage grijača, energija koju kolektori primaju i ostali držali isti).

Ukupna dozračena energija na kolektore jednaka je umnošku ukupne površine kolektora i zračenja Sunca [W/m^2]. Zračenje Sunca uzeto je za cijelu referentnu godinu. Nagib kolektora

iznosi 45° uz azimut sunca od 0°. Prikazane su vrijednosti za prvih 10 dana siječnja, no dostupni su podaci za cijelu godinu.



Slika 38 Iradijacija za prvih 10 dana siječnja u referentnoj godini

Slijedi usporedba načina spajanja solarnog kruga na spremnik. U tablici su dani rezultati važnijih podataka za obje norme (15316-5 i 15316-4-3) dobiveni za promatrane slučajeve. U tablici su podaci za slučaj sa izmjenjivačem, pri čemu je za koeficijent prijelaza topline uzeta vrijednost od 500 W/K.

Tablica 12 Usporedba efikasnosti solarnih kolektora za slučaj spajanja solarnog kruga sa spremnikom sa izmjenjivačem ili direktnim spojem

	IZMJENJIVAČ [kWh]	DIREKTAN SPOJ [kWh]
Toplinski gubici spremnika	502,94	507,61
Iskoristivi topl. gubici spremnika	150,88	152,28
Topl. energija koju je potrebno isporučiti sustavu PTV-a	1739,50	1739,50
Topl. doprinos kolektorskog kruga	1763,39	1773,69
Topl. energija dodatnog izvora topline	482,82	477,31
Apsorbirana toplina unutar kolektora	5218,16	5218,16
Korisni toplinski tok kolektora	2446,84	2450,81
Topl. energija kolektorskog kruga	1763,39	1773,69
Potrošnja pomoćne električne energije kolektorskog sustava	93,33	92,84
Dozračena sunčeva en.	7042,10	7042,10
Efikasnost sol. kol.	**34,75 %**	**34,80 %**

Iz tablice se može primijetiti da je efikasnost direktnog spoja na spremnik nešto veća. Provedena je usporedba načina podijele segmenata spremnika na rezultate norme. Za tu su se svrhu provela dva dodatna proračuna:

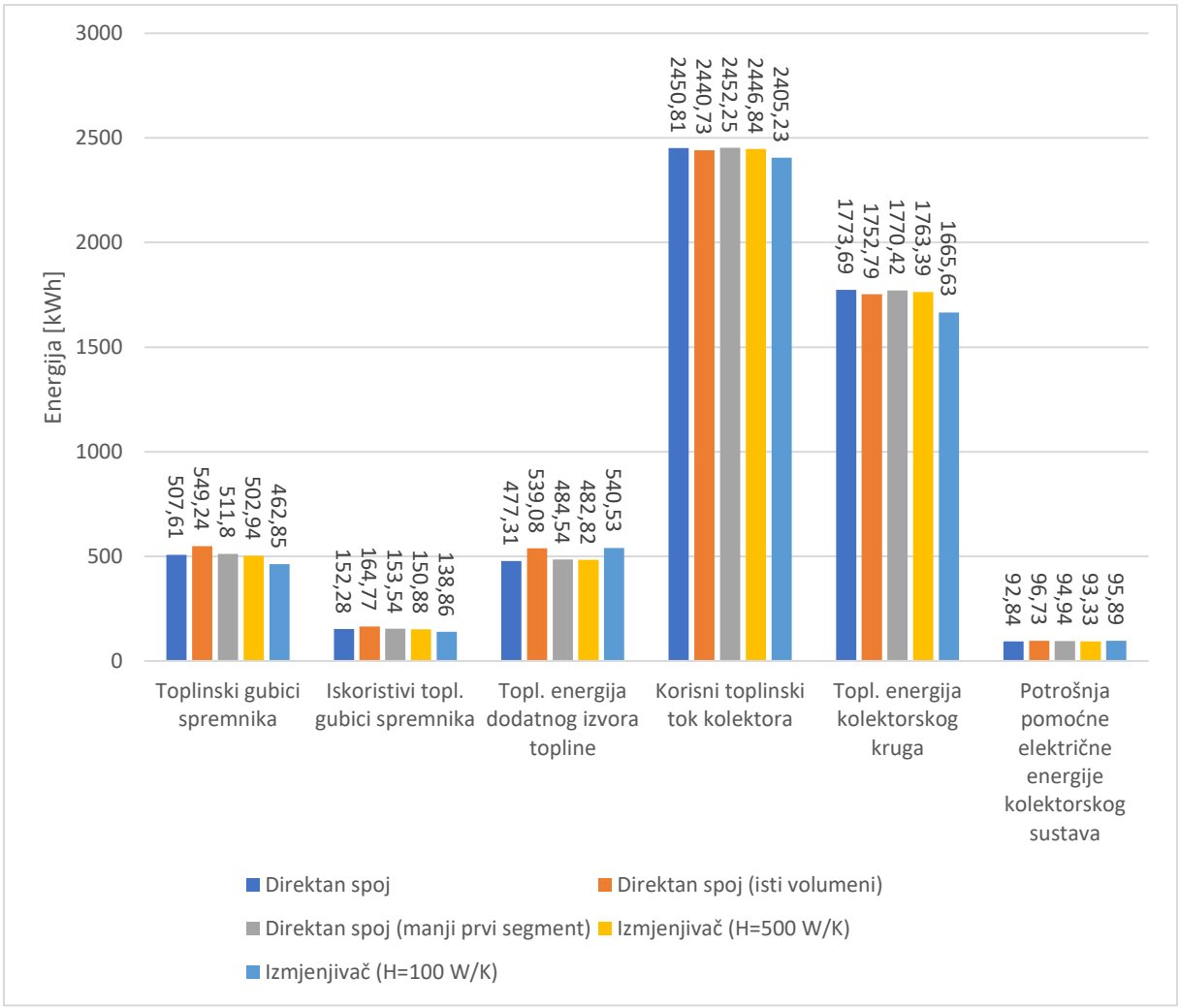
- Volumeni segmenata su jednaki (272,8/4 = 68,2 l)
- Smanjeni donji segment (segment solarnog kruga). Cilj je razmotriti koliko utječe veličina donjeg segmenta jer je iz rezultata norme vidljivo da u tom segmentu dolazi do naglog skoka temperature prilikom protoka svježe hladne vode uz zagrijavanje solarnih grijača (vidljivo u usporedbi rezultata računalne simulacije i proračuna prema normi)

Također je su u usporedbi dani rezultati za slučaj sa izmjenjivačem, ali sa manjim koeficijentom prijelaza topline od 100 W/K. Norma HRN EN 15316-4-3 napominje različite slučajeve kod kojih je taj koeficijent drugog iznosa, ovisno o raznim parametrima. Zanimljivo je usporediti rezultate norme za različite slučajeve tog koeficijenta, pa je stoga u radu prikazan slučaj za 500 W/K i 100 W/K.

Tablica 13 Usporedba efikasnosti solarnih kolektora za sve promatrane slučajeve

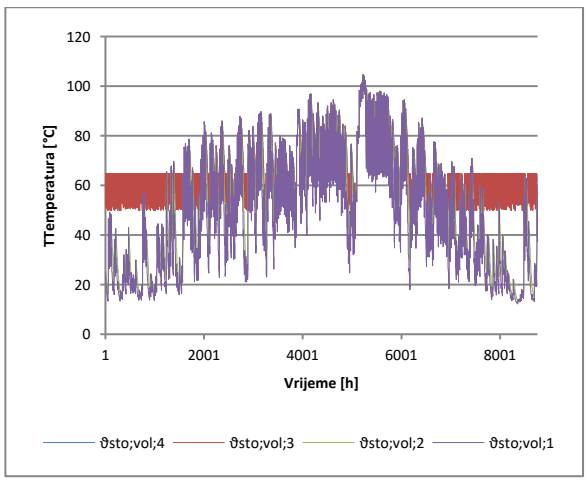
Opis	Efikasnost solarnih kolektora [%]
Direktan spoj	34,80
Direktan spoj (isti volumeni spremnika)	34,66
Direktan spoj (manji prvi segment)	34,82
Izmjenjivač (H=500 W/K)	34,75
Izmjenjivač (H=100 W/K)	34,16

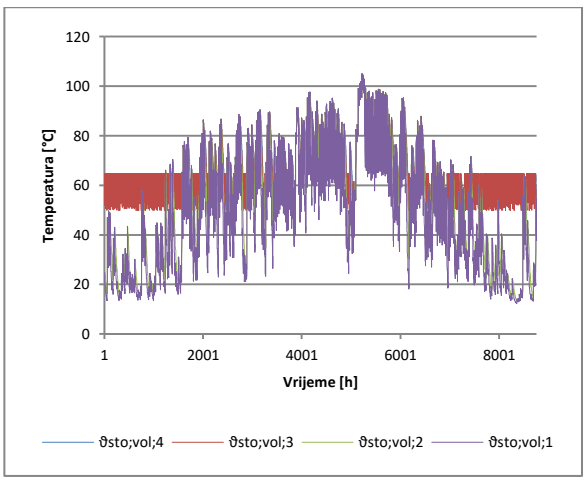
Primjećuje se da su efikasnosti približno jednake ne postoje određene razlike. Kao što je bilo i za pretpostaviti, efikasnost sustava s izmjenjivačem je veća ukoliko je koeficijent prijelaza topline veći (no ta je razlika mala, 34,75% za slučaj H=500 W/K naspram 34,16% za slučaj H=100 W/K). Rezultati su dani i u obliku dijagrama.

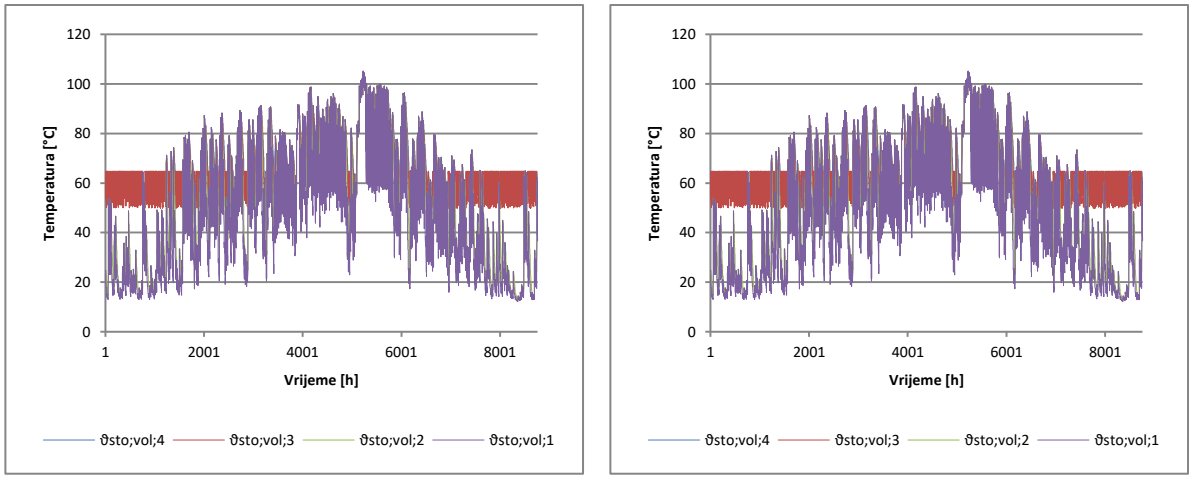


Slika 39 Usporedba svih provedenih proračuna prema normama HRN EN 15316-5 i HRN EN 15316-4-3

Prikazat će se rezultati za cijelu godinu za sva četiri proračuna koji daju temperature segmenata spremnika za cijelu godinu.







Slika 40 Temperature po segmentima spremnika za cijelu godinu: Gore lijevo – izmjenjivač (H=500 W/K), gore desno – direktni spoj, dolje lijevo – direktni spoj (isti volumeni segmenata), dolje desno – direktni spoj (smanjeni donji segment)

12. ZAKLJUČAK

Glavni cilj ovog rada bio je prikazati rezultate računalnih simulacija i provesti analize na temelju dostupnih podataka. Računalne simulacije sve se više koriste u današnje vrijeme i važno je biti upoznat s njihovim prednostima, ali i nedostacima.

Prvi dio rada koncentrira se na dinamičku simulaciju rada spremnika u različitim modulima rada (periodi sa i bez potrošnje potrošne tople vode, periodi u kojima solarni krug predaje toplinu i periodi bez te predaje topline, odnosno periodi u kojima radi samo pomoćni grijač). Provedena je analiza odabira modela turbulencije, sheme korekcije tlaka i brzina na način da su provedene stacionarne simulacije i odabran je model koji fizikalno najbolje opisuje zadatak. Za vrijeme provedbe jasno se mogli primijetit koliko je bitno biti upoznat s radom u softverima za računalnu dinamiku fluida. Također se vidjelo koliko je važno imati kvalitetnu mrežu koja sadrži najmanji mogući broj elemenata, ali da rezultati računalnih simulacija i dalje budu zadovoljavajuće kvalitete. Nakon što se provela simulacija ona se usporedila s normom HRN EN 15316-5:2017. Norma je napravljena na način da se može sistematički provesti u sklopu bilo kojeg programa za tablično računanje, recimo Microsoft Excel. Nakon provedbe tog proračuna provedena je usporedba rezultata koja je dala neka zanimljiva saznanja. Naime, rezultati su se u većini vremenskih trenutaka dobro slagali, međutim primijetila su se neka odstupanja. Ta odstupanja dala su povod za prijedlog mjere poboljšanja norme koja je dana kasnije u radu. Najveća odstupanja primijetila su se u prvim vremenskim trenucima gdje u Fluentu dolazi do izražaja **kondukcija** koja u normi nije opisana. U daljnjim istraživanjima ovog problema i unaprjeđenja norme moglo bi se ići u smjeru opisivanja fenomena kondukcije. Prilikom dotoka svježe hladne vode primijećena je nešto izraženija izmjena toplinskog toka zbog većih brzina strujanja fluida što je uzrokovalo veći koeficijent prijelaz topline, no s obzirom da brzine nisu bile velike, ta razlika nije bila velika.

Drugi dio rada bio je baziran oko usporedbe ljetnog i zimskog režima rada akumulacijskog spremnika. glavna razlika ta dva slučaja bila je vanjska temperatura i izdašnost solarnog sustava. Za očekivati je da će energija koju solarni kolektori prime ljeti biti veća od one zimi. Također je razlika u vanjskoj temperaturi pa su gubici prema okolišu veći. Kao što se i očekivalo, zimi je pomoćni grijač radio češće i predavao je više topline vodi jer toplina koju je predao solarni sustav nije bila dovoljna za zagrijavanje vode na zadovoljavajuću temperaturu.

Nakon toga dao se prijedlog kojim bi norma davala točnije rezultate. Pretpostavilo se da je dio norme vezan za računanje toplinskih gubitaka prema vanjskom okolišu previše pojednostavljen i zbog toga je dana usporedba rezultata koji se dobiju na temelju norme i na temelju norme koja koristi mjeru poboljšanja. Primijećeno je jasnije poklapanje rezultata norme s rezultatima računalne simulacije te je za pretpostaviti da je mjera poboljšanja dala željeni učinak.

Proveo se izračun prosječnih koeficijenata prijelaza topline u nekim vremenskim trenucima na izmjenjivaču topline pomoćnog grijača i solarnog kruga. Proračun se odnosio na Fluent, a potom i na proračun pomoću odgovarajuće literature. Primijećeno je da se rezultati slažu.

Zadnji dio rada baziran je na usporedbi same izvedbe sustava. Naime, solarni krug može se izvesti na način da se toplina izmjenjuje pomoću izmjenjivača topline ili da se voda iz solarnog kruga direktno ubacuje u spremnik. Obje simulacije namještene su tako da daju otprilike istu temperaturu vode koja izlazi iz spremnika. Prikazana je usporedba temperaturne stratifikacije vode unutar spremnika za oba slučaja. Potom je provedena detaljna usporedba za četiri slučaja proračunata prema normi na razini cijele godine, a to su:

- Solarni krug povezan izmjenjivačem topline na spremnik
- Solarni krug direktno spojen na spremnik
- Solarni krug direktno spojen na spremnik sa podjelom na segmente istih volumena
- Solarni krug direktno spojen na spremnik sa smanjenim donjim segmentom

Usporedba je dala zanimljive rezultate. Primjećuje se da direktan spoj na spremnik daje nešto veću efikasnost kolektora nego što je to za slučaj gdje se koristi izmjenjivač topline. Također se primjećuje da način podjele na segmente ima utjecaj na rezultate, no te su varijacije u rezultatima zanemarive.

POPIS LITERATURE

[1] Europsko vijeće, Vijeće Europske unije: *Pariški sporazum o klimatskim promjenama* https://www.consilium.europa.eu/hr/policies/climate-change/paris-agreement/

[2] European Commission: *A European Green Deal – Striving to be the first climate-neutral continent* https://ec.europa.eu/info/strategy/priorities-2019-2024/european-green-deal_en

[3] Damir Dović: *Obnovljivi izvori energije, Uporaba sunčeve energije u termotehničkim sustavima*, Zagreb, 2012.

[4] Boyle G., *Renewable energy - power for sustainable future*, Oxford University Press, pp.477, Oxford, 1998

[5] International Renewable Energy Agency, *Renewble Capacity Statistics*, pp. 24-26, IRENA, 2019.

[6] The World Bank, *Solar Photovoltaic Power Potential by Country*, 2020.

[7] https://www.solarno.hr/katalog/proizvod/kolektori/vrste-solarnih-kolektora

[8] Express Introductory Training in ANSYS Fluent; LECTURE 3: Turbulence Modeling, Heat transfer and Transient Calculations; Dimitrios Sofalidis – Technical Manager, SimTec Ltd: PRACE Autumn School 2013 – Industry Oriented HPC Simulations, September 21-27, University of Ljubljana, Faculty of Mechanical Engineering. Ljubljana, Slovenia

[9] Virag Z., Šavar M., Džijan I.: Predavanja iz kolegija Mehanika fluida II, Zagreb, 2018.

[10] Express Introductory Training in ANSYS Fluent; LECTURE 3: Turbulence Modeling, Heat transfer and Transient Calculations; Dimitrios Sofalidis – Technical Manager, SimTec Ltd: PRACE Autumn School 2013 – Industry Oriented HPC Simulations, September 21-27, University of Ljubljana, Faculty of Mechanical Engineering. Ljubljana, Slovenia

[11] Utah University, Mechanical and Aerospace Engineering, Section 8, Lesson 1: *Supersonic Wings and Skin friction – A Primer on Boundary Layers and Skin Friction*

[12] Spalart P., Allmaras S., *A one-equation model for aerodynamic flows, 30th Aerospace Sciences Meeing and Exhibit*, 1992.

[13] Hanjalić, Hanjalić, Launder, Brijan: *Modeling turbulence in Engineering and the Environment: Second-Moment Routes to Clousure*, 2013.

[14] ANSYS Fluent 12.0 User's Guide: 6.2.2 Mesh Quality

[15] CEN-CE: WP3 D3.3 Handbook EN 15316-5

[16] Halasz B., Galović A., Boras I.: *Toplinske tablice*, Fakultet strojarstva i brodogradnje Zagreb, Zagreb, 2015.

PRILOZI

I. CD-R